

TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS

“Studi Kasus untuk Rasio $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,8$; dengan $y/D = 0.0$; 0.25 ; 0.5 , and $Re = 9.7 \times 10^4$; 1.45×10^5 dan 1.78×10^5 ”

MEIKA ANDIANI
NRP 02111440000151

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS

“Studi Kasus untuk Rasio $D/d = 0,2$; Jarak $S/D = 1,8$; dengan $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$; dan $Re = 9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$ ”

**MEIKA ANDIANI
NRP 02111440000151**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



TUGAS AKHIR - TM 141585

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF CIRCULAR CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE AGAINST THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE

“Study Case for the Ratio $d/D = 0,2$; $S/D = 1,8$; with $y/D = 0,0$; $0,25$; $0,5$; and $Re = 9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$, $1,78 \times 10^5$ ”

**MEIKA ANDIANI
NRP 02111440000151**

**Advisor
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH SILINDER
PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN
ANGIN TIPE SAVONIUS**

“Studi Kasus $d/D = 0,2$; Jarak $S/D = 1,8$; $Re = 9,7 \times 10^4$,
 $1,45 \times 10^5$, $1,78 \times 10^5$; dengan $y/D = 0,0; 0,25; 0,5$ ”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MEIKA ANDIANI

NRP. 02111440000151

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA* (Pembimbing)
NIP. 196010041986011001
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., M.T (Penguji I)
NIP. 197104051997021001
3. Vivien Suphandani, ST., M.E., Ph.D (Penguji II)
NIP. 198105292003122001
4. Dr. Ir. Heru Mirmanto (Penguji III)
NIP. 196202161995121001

SURABAYA

JULI 2018

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS

“Studi kasus untuk rasio $d/D = 0,2$; jarak $S/D = 1,8$; dengan $y/D = 0,0$; $0,25$; $0,5$, dan $Re = 9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$ ”

Nama Mahasiswa : Meika Andiani
NRP : 02111440000151
Jurusan : Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Populasi manusia yang terus mengalami peningkatan dan pertumbuhan sektor industri yang pesat membuat kebutuhan manusia akan energi juga semakin meningkat. Sumber energi yang selama ini digunakan adalah energi fosil. Seiring dengan berjalannya waktu, ketersediaan energi fosil sangat terbatas. Sehingga perlahan-lahan, manusia harus beralih ke sumber energi lain terutama sumber energi yang terbarukan, salah satunya adalah energi angin. Salah satu turbin angin yang dapat digunakan adalah turbin angin Savonius. Prinsip kerjanya secara sederhana adalah adanya dorongan dari angin yang mengalir menimbulkan gaya drag pada kedua sudu turbin tersebut. Semakin besar selisih gaya drag antara kedua sudu tersebut semakin besar pula daya yang dihasilkan. Namun turbin angin Savonius ini memiliki efisiensi yang rendah, sehingga penelitian ini dilakukan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan cara meletakkan silinder pengganggu di depan returning blade.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen dengan menggunakan axial fan sebagai sumber energi angin. Benda uji berupa turbin angin Savonius dua sudu dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 165,2 mm, tinggi (H) sebesar 294,4 mm, diameter turbin (L) sebesar 303,4 mm, diameter poros (b) sebesar 19 mm, dan diameter end plate (D_0) sebesar 333,7 mm. Untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, maka

ditambahkan sebuah silinder pengganggu dengan diameter (d) sebesar 32,2 mm dan tinggi (t) sebesar 500 mm di depan returning blade untuk mengurangi gaya drag pada sudu tersebut. Penelitian ini dilakukan secara eksternal dengan menggunakan rasio jarak $S/D = 1,8$, dengan variasi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ serta bilangan Reynolds (Re) = $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Untuk pengukuran kecepatan aliran angin digunakan anemometer, pengukuran torsi statis digunakan torque meter, pengukuran torsi dinamis digunakan brake dynamometer, dan pengukuran kecepatan putaran poros digunakan tachometer. Dari data yang didapatkan tersebut akan dihitung nilai coefficient of power (CoP), dan coefficient of moment (Cm).

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah pemberian silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan $S/D = 1,8$ dinilai efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius, namun hanya pada posisi y/D tertentu. Performa turbin angin Savonius yang terbaik pada penelitian ini dihasilkan oleh $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,45 \times 10^5$ yaitu 0,1676 dengan kenaikan sebesar 1,26 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Selain itu didapati juga bahwa pemberian silinder pengganggu secara keseluruhan mengurangi kemampuan self starting turbin.

Kata kunci : End plate, turbin angin Savonius, silinder pengganggu, coefficient of power, coefficient of moment, tip speed ratio, perbandingan jarak S/D , perbandingan jarak y/D

EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF CIRCULAR CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE AGAINST THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE

“Case Study for Comparison $d/D = 0.2$; $S/D = 1.8$; with $y/D = 0.0$; 0.25 ; 0.5 , and $Re = 9.7 \times 10^4$; 1.45×10^5 dan 1.78×10^5 ”

Name	: Meika Andiani
NRP	: 02111440000151
Department	: Mechanical Engineering FTI - ITS
Advisory	: Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

The increasing human population and the rapid growth of the industrial sector make the human need for energy is also increasing. The energy source that has been used all this time is fossil energy. As time passes, the availability of fossil energy becomes very limited. So, humans have to switch to other sources of energy, especially renewable energy sources, one of which is wind energy. One of the wind turbines that can be used is the Savonius wind turbine. The work principle simply is the thrust of the wind that flow and cause the drag force on both blades. The greater the drag force difference between the two blades, the greater the power will be generated. But this Savonius wind turbine has a low efficiency, so this research is done to improve the performance of Savonius wind turbine by putting a disturbance cylinder in front of the returning blade.

The research is experimentally carried out by using axial fan as the source of the wind. The experimental object is Savonius turbine with two blades, with blade diameter (D) of 165.2 mm, height (H) of 294.4 mm, turbine diameter (L) of 303.4 mm, shaft diameter (b) of 19 mm, and end plate diameter (D_0) of 333.7 mm. To increase the turbine performance, a disturbance cylinder is added with diameter (d) of 32.2 mm, and height (t) of 500 mm in front of the returning blade to reduce the drag force on the blade.

The research is carried out externally, with distance S/D of 1.8, and variations of $y/D = 0.0$; 0.25; and 0.5, and Reynolds number (Re) = 9.7×10^4 ; 1.45×10^5 dan 1.78×10^5 . For the measurement of the speed of wind flow used anemometer, static torque measurement used torque meter, dynamic torque measurement used brake dynamometer, and measurement of rotation speed of shaft used tachometer. From the data obtained, will be calculated coefficient of power (CoP), dan coefficient of moment (Cm).

The results of this research showed that the use of disturbance cylinder placed in front of the returning blade with $d/D = 0.2$ and $S/D = 1.8$ was proven effective in enhancing the performance of the Savonius wind turbine, but only in certain positions y/D . The best performance of the Savonius wind turbine in this research was achieved by the position variation $y/D = 0.5$ and $Re = 1.45 \times 10^5$, that was 0.1676 with an increase of 1.26 times compared to the Savonius wind turbine without the disturbance cylinder in. It was also found that the disturbance cylinder in this research lowered the overall self-starting ability of the turbine.

Keywords : End plate, Savonius wind turbine, disturbance cylinder, coefficient of power, coefficient of moment, tip speed ratio, comparison of y/D

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis haturkan kepada Tuhan yang Maha Esa sehingga atas kasih karuniaNya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul:

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS

“Studi Kasus Rasio (d/D) = 0,2; Jarak S/D = 1,8; dengan y/D = 0,0; 0,25; 0,5, dan $Re = 9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$ ”

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada:

1. **Orang tua penulis, Bapak Tjhang Mien Fa, dan Ibu Heriany**, yang telah memberi dukungan secara moril dan materil, serta doa yang tak pernah putus sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini, serta **adik-adik penulis** Junika Andiani, Junilla Andiani, dan Jania Elysia Andiani, yang telah mewarnai hari-hari penulis, dan memberikan semangat kepada penulis.
2. **Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**, selaku pembimbing dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terima kasih atas bimbingan, arahan, dan motivasi yang tak kunjung henti.
3. **Ibu Vivien Suphandani, ST, ME., PhD., Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, dan Bapak Dr. Wawan AriesWidodo, ST. MT**, selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang membangun.
4. **Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS** yang pernah memberikan ilmu, dukungan, nasihat serta bantuannya sehingga memberi kemudahan kepada penulis dalam perkuliahan.
5. **Keluarga kedua penulis selama di Surabaya EY-27, Unity Squad, Katrin Purnama, Heni, Ian, Allyra, dan lain-**

lain yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu. Terima kasih atas dukungan doa, *support*, kebersamaan, dan pelajaran-pelajaran berharga yang diberikan kepada penulis selama ini.

6. **Clarissa Edwina Kawi, dan Eka Cahyanti**, sebagai teman dekat yang sering menghabiskan waktu bersama dengan penulis dan sering memberikan bantuan kepada penulis selama di masa perkuliahan terutama dalam pembuatan tugas akhir ini.
7. **Teman-teman Turbin Angin Savonius kelompok 4**, Clarissa, Eka, Ammar, Vita, Elsa, Jasmi, Lina, Ayup, Riri, Mas Yudhis, dan Mas Andri, selaku rekan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terima kasih atas ilmu, semangat, motivasi, hiburan, dan bantuan yang diberikan selama menyelesaikan tugas akhir ini.
8. **Rekan-rekan M57 sekalian**, yang berjuang bersama-sama sejak menjadi mahasiswa baru 2014, dan banyak memberikan bantuan dan kebersamaan hingga penulis menyelesaikan studi di Teknik Mesin FTI-ITS.
9. **Keluarga besar TPKB ITS**, yang telah mengajari penulis berbagai hal terutama dalam hal keorganisasian, dan mengisi hari-hari penulis selama di tahun pertama, kedua, dan ketiga penulis.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xviii
DAFTAR SIMBOL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Tujuan Penelitian	7
1.4 Batasan Masalah.....	8
1.5 Manfaat Penelitian	9
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	11
2.1 Turbin Angin	11
2.2 Turbin Angin Savonius	11
2.3 Gaya <i>Drag</i>	12
2.4 Bilangan <i>Reynolds</i>	14
2.5 Perhitungan Torsi.....	14
2.6 Perhitungan Daya	15
2.6.1 Perhitungan Daya Turbin Teoritis	15

3.6.2	Perhitungan Daya Aktual Turbin	15
2.7	<i>Coefficient of Power</i>	<i>17</i>
2.8	<i>Tip Speed Ratio</i>	<i>17</i>
2.9	Aliran Melintasi Sebuah Silinder	18
2.10	<i>End Plates</i>	<i>20</i>
2.11	<i>Coefficient of Moment.....</i>	<i>20</i>
2.12	Penelitian Terdahulu.....	21
2.12.1	Pengurangan Gaya <i>Drag</i> pada Silinder Sirkular dengan Menggunakan Silinder Pengganggu Tipe I.....	22
2.12.2	Penelitian tentang Peningkatan Performa dari Turbin Savonius.....	24
2.12.3	Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder	26
2.12.4	Studi Numerik Pengaruh Lebar Plat Penghalang pada Performa Turbin Angin Savonius.....	30
2.12.5	Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Menggunakan Pengaruh Variasi Parameter Geometri dari Turbin Angin Savonius	34
2.12.6	Penelitian Silinder dengan Pengganggu.....	39
2.12.7	Pengaruh Lebat Plat Penghalang terhadap Performa Turbin Angin Savonius.....	41
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		45

3.1	Analisa Dimensi	45
3.1.1	Analisa Dimensi <i>Coefficient of Power</i>	46
3.1.2	Analisa Dimensi <i>Coefficient of Moment</i>	48
3.2	Peralatan	51
3.2.1	<i>Axial Fan</i>	52
3.2.2	<i>Honeycomb</i>	52
3.2.3	Turbin Angin Savonius	53
3.2.4	Silinder Pengganggu.....	54
3.2.5	Penyangga Turbin Angin Savonius	55
3.2.6	Alat Ukur.....	55
3.3	Prosedur Penelitian	63
3.4	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	65
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		67
4.1	Data Penelitian dan Contoh Perhitungan	67
4.1.1	Perhitungan Bilangan <i>Reynolds</i>	67
4.1.2	Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i> (λ).....	69
4.1.3	Perhitungan <i>Coefficient of Power</i> (CoP)...	69
4.1.4	Perhitungan <i>Coefficient of Moment</i> (Cm)	70
4.2	Analisa Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu.....	71
4.2.1	Putaran Turbin Angin Savonius (n_0) sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ).....	71
4.2.2	<i>Coefficient of Power</i> (CoP) sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ).....	73

4.2.3	<i>Coefficient of Moment (Cm) sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ)</i>	74
4.2.4	Torsi Statis (T_{s0}) sebagai Fungsi Sudut	76
4.3	Analisa Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Savonius.....	77
4.3.1	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan <i>Reynolds</i>	78
4.3.1.1	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,0 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan <i>Reynolds</i>	78
4.3.1.2	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,25 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan <i>Reynolds</i>	80
4.3.1.3	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan <i>Reynolds</i>	82
4.3.2	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) dengan Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	84
4.3.2.1	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,7 \times 10^4$...	84
4.3.2.2	Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap <i>Coefficient of Power</i>	

(CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$ 87

4.3.2.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $1,78 \times 10^4$ 89

4.3.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) dengan Variasi Bilangan Reynolds 91

4.3.3.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $9,7 \times 10^4$.. 91

4.3.3.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$ 93

4.3.3.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $1,78 \times 10^5$ 95

4.3.4 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (Ts) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut dengan Variasi Bilangan Reynolds 97

4.3.4.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (Ts)

Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,7 \times 10^4$	98
4.3.4.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Penggangu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan <i>Reynolds</i> $1,45 \times 10^5$	99
4.3.4.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Penggangu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan <i>Reynolds</i> $1,78 \times 10^5$	101
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	103
5.1 Kesimpulan	103
5.2 Saran.....	104
DAFTAR PUSTAKA.....	105
LAMPIRAN.....	107
BIODATA PENULIS.....	123

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Tipe Turbin Angin (Al Shemmeri, 2010)	11
Gambar 2. 2 Free Body Diagram Brake Dynamometer.....	16
Gambar 2. 3 Diagram Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio (Al Shemmeri, 2010)	18
Gambar 2. 4 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Incropera, 2011).....	18
Gambar 2. 5 Pengaruh End Plates terhadap Performa Turbin Savonius (Akwa et al, 2011).....	20
Gambar 2. 6 Skema Percobaan Peletakkan Silinder Pengganggu Tipe I di Depan Silinder Sirkular (Triyogi, 2009)	22
Gambar 2. 7 Distribusi Pressure Coefficient di Sekeliling Silinder	23
Gambar 2. 8 Variasi Koefisien Drag pada Silinder dengan Pengganggu Relatif terhadap Koefisien Drag pada Silinder Tanpa Pengganggu (Triyogi, 2009)	24
Gambar 2. 9 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)	25
Gambar 2. 10 Grafik Pengaruh Panjang Plat Pengganggu terhadap Coefficient of Power (Altan et al, 2008)	26
Gambar 2. 11 Grafik Pengaruh Besar Sudut Plat α dan β pada Pengganggu 1 terhadap Putaran Turbin (Altan et al, 2008)	26
Gambar 2. 12 Skema Penelitian Optimasi Kinerja Turbin Savonius dengan Menggunakan Penghalang Berupa Silinder (Satria, 2017).....	27
Gambar 2. 13 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Satria, 2017)	28
Gambar 2. 14 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius pada Jarak $S/D = 1,8$ sebagai Fungsi Bilangan Reynolds (Satria, 2017).....	28

Gambar 2. 15 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP ₀) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Satria, 2017)	29
Gambar 2. 16 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai Fungsi Sudut (Satria, 2017).....	30
Gambar 2. 17 Skema Permodelan Numerik (Triyogi et al, 2017)	31
Gambar 2. 18 Aliran di Sekitar Turbin Angin Savonius Tanpa Plat Penghalang untuk $Re = 30000$: (a) velocity vector, (b) pressure contour, dan untuk $Re = 90000$: (c) velocity vector, (d) pressure contour (Triyogi et al, 2017).....	32
Gambar 2. 19 Kontur Tekanan Aliran Sekitar Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang untuk $Re = 30000$: (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$, dan (f) $S/D = 2,00$ (Triyogi et al, 2017)	33
Gambar 2. 20 Kontur Tekanan Aliran Sekitar Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang untuk $Re = 90000$: (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$, dan (f) $S/D = 2,00$ (Triyogi et al, 2017)	34
Gambar 2. 21 Skema Turbin Angin Savonius (Mahmoud et al, 2010).....	35
Gambar 2. 22 Pengaruh Variasi Jumlah Blade pada <i>Coefficient of Power</i> fungsi Kecepatan Angin pada Turbin (Mahmoud et al, 2010).....	36
Gambar 2. 23 Pengaruh Jumlah Blade pada Daya Aktual Turbin fungsi Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010).....	36
Gambar 2. 24 Pengaruh Jumlah Stage Turbin pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin pada $\alpha = 1$ (Mahmoud et al, 2010).....	37
Gambar 2. 25 Pengaruh Overlap Ratio pada Daya Aktual Turbin fungsi Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010).....	37

Gambar 2. 26 Pengaruh Aspect Ratio pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010).....	38
Gambar 2. 27 Pengaruh End Plates pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010).....	38
Gambar 2. 28 Skema benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002) .	39
Gambar 2. 29 Grafik bilangan Strouhal dan coefficient of drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002) (a) Dengan variasi Re (b) Dengan variasi d/D	40
Gambar 2. 30 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)	40
Gambar 2. 31 (a) Susunan Skema Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang di Depan Returning Blade (b) Skema Pengukuran Torsi Dinamis (Triyogi et al, 2017).....	42
Gambar 2. 32 Skema Penelitian (Triyogi et al, 2018)	42
Gambar 2. 33 Perubahan Nilai Kecepatan Putar Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai Kecepatan Putar Turbin Tanpa Penghalang (N/N_0).....	43
Gambar 2. 34 Perubahan Nilai CP Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai CP Turbin Tanpa Penghalang (CP/CP_0)	44
Gambar 2. 35 Perubahan Nilai Torsi Statis Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai Torsi Statis Turbin Tanpa Penghalang (T/T_0)	44
 Gambar 3. 1 Skema Penelitian Turbin Angin Savonius dan Parameter Pengukuran.....	45
Gambar 3. 2 Skema Penelitian	46
Gambar 3. 3 Axial Fan CKE SPV-18	52
Gambar 3. 4 Honeycomb	53
Gambar 3. 5 Turbin Angin Savonius	54
Gambar 3. 6 Skema Silinder Penghalang.....	55
Gambar 3. 7 Penyangga Turbin Angin Savonius.....	55

Gambar 3. 8 Tachometer OMEGA seri HHT12	56
Gambar 3. 9 Anemometer OMEGA HHF141	57
Gambar 3. 10 Torquemeter LUTRON model TQ-513-003	58
Gambar 3. 11 Skema Brake Dynamometer	59
Gambar 3. 12 Massa pemberat.....	60
Gambar 3. 13 Neraca Pegas Nagata dan Senar LAZER	60
Gambar 3. 14 CODY DT-9205A Digital Multimeter.....	61
Gambar 3. 15 Voltage Regulator	62
Gambar 4. 1 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n_0) Sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i>	72
Gambar 4. 2 Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio dengan Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	73
Gambar 4. 3 Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ).....	75
Gambar 4. 4 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_{s0}) sebagai Fungsi Sudut dengan Variasi Bilangan <i>Reynolds</i>	76
Gambar 4. 5 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i> pada $y/D = 0,0$	79
Gambar 4. 6 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i> pada $y/D = 0,25$	81
Gambar 4. 7 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i> pada $y/D = 0,5$	83
Gambar 4. 8 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$	85
Gambar 4. 9 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$	87
Gambar 4. 10 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$	89
Gambar 4. 11 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$	92

Gambar 4. 12 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$	94
Gambar 4. 13 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$	96
Gambar 4. 14 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 9,7 \times 10^4$	98
Gambar 4. 15 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,45 \times 10^5$	100
Gambar 4. 16 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,78 \times 10^5$	101

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Koefisien drag pada beberapa benda ($Re \geq 10^3$) (Fox, 2011).....	13
Tabel 2. 2 Konfigurasi Panjang Plat Penghalang (Altan et al, 2008).....	25
Tabel 3. 1 Dimensi Primer Tiap Parameter	47
Tabel 3. 2 Dimensi Primer tiap Parameter.....	49
Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial Fan CKE SPV – 18.....	52
Tabel 3. 4 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12	56
Tabel 3. 5 Spesifikasi Anemometer Digital Omega HHF141	57
Tabel 3. 6 Spesifikasi Torquemeter LUTRON model TQ-513-003	58
Tabel 3. 7 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata.....	60
Tabel 3. 8 Spesifikasi CODY DT-9205A Digital Multimeter	61
Tabel 3. 9 Spesifikasi Voltage Regulator Model TDGC 2J-3	62
Tabel 3. 10 Spesifikasi REXCO 50 Multipurpose Lubricant	Error!

Bookmark not defined.

DAFTAR SIMBOL

A	Cross sectional area (m^2)
b	Diameter poros (m)
C_D	Coefficient drag
C_M	Coefficient of Moment
C_{M0}	Coefficient of Moment turbin tanpa silinder pengganggu
CoP	Coefficient of Power
CoP ₀	Coefficient of Power turbin tanpa silinder pengganggu
D	Diameter sudu Turbin Savonius (m)
d	Diameter silinder pengganggu (m)
D_0	Diameter <i>end plates</i> (m)
E_k	Energi kinetik (Joule)
F_D	Gaya <i>drag</i> (N)
g	gaya gravitasi (m/s^2)
H	Tinggi turbin angin Savonius (m)
h	Tinggi silinder pengganggu (m)
L	Panjang karakteristik atau Diameter turbin angin Savonius (m)
m	Massa pemberat (kg)
n	Jumlah putaran poros turbin angin Savonius (rpm)
n_0	Jumlah putaran poros turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (rpm)
P_W	Daya kinetik angin (Watt)
P_T	Daya aktual turbin (Watt)
R	Jari-jari turbin (m)
r	Jari-jari silinder atau poros turbin (m)
Re	Bilangan Reynolds
S	Jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (m)
s	Massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)
T	Temperatur ($^{\circ}C$)
T_D	Torsi dinamis turbin (N.m)

T_s	Torsi statis dari putaran poros (N.cm)
T_{s0}	Torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (N.cm)
V	Kecepatan aliran fluida (m/s)
y	Posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)
ρ	Massa jenis fluida (kg/m^3)
μ	Viskositas dinamis (Ns/m^2)
ω	Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)
λ	<i>Tip Speed Rasio</i>
θ	Sudut sudu turbin angin Savonius ($^\circ$)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Populasi manusia yang terus mengalami peningkatan dan pertumbuhan sektor industri yang pesat membuat kebutuhan manusia akan energi juga semakin meningkat. Sumber energi yang selama ini digunakan adalah energi fosil, dimana energi fosil merupakan energi yang tidak terbarukan dan memiliki dampak yang buruk bagi lingkungan. Konsumsi energi selama tahun 2010-2015 masih didominasi oleh BBM yang mencapai 25%, disusul gas bumi 11%, listrik 11%, batubara 6,2%, dan LPG 4,8%. Cadangan minyak bumi Indonesia terus menurun dari 5,9 miliar barel pada tahun 1995 menjadi 3,7 miliar barel pada akhir tahun 2015. Dengan tingkat produksi minyak bumi saat ini dan tidak ada penemuan cadangan minyak bumi baru, maka cadangan minyak bumi tersebut akan habis dalam kurun waktu 11 tahun lagi. Sedangkan untuk batubara, diperkirakan dengan produksi saat ini, cadangan batubara akan habis dalam waktu 70 tahun jika tidak ditemukan cadangan baru (**Outlook Energy Indonesia, 2017**). Kondisi ini akhirnya memaksa masyarakat Indonesia untuk perlahan-lahan beralih ke sumber energi lain, terutama sumber energi yang terbarukan.

Salah satu energi terbarukan yang memiliki potensi yang besar untuk dikembangkan namun belum dimanfaatkan secara maksimal adalah energi angin. Energi kinetik angin dapat digunakan untuk diubah menjadi energi mekanik yaitu untuk memutar poros dari turbin angin, dan kemudian putaran tersebut ditransmisikan menjadi energi listrik melalui generator. Selain sumber dayanya yang tidak terbatas, pemanfaatan energi angin juga memiliki kelebihan lain, yaitu ramah lingkungan. Salah satu jenis turbin angin yang dapat dimanfaatkan di Indonesia adalah turbin angin Savonius.

Turbin Savonius merupakan jenis turbin VAWT (*vertical axis wind turbine*), yang artinya turbin ini memiliki sumbu yang vertikal. Turbin Savonius memiliki 2 sudu dengan sumbu vertikal,

dimana sudu-sudu tersebut berbentuk seperti setengah silinder dan disatukan sehingga membentuk seperti huruf 's'. Salah satu sudunya disebut *advancing blade*, dan sudu lainnya disebut *returning blade*. Prinsip kerjanya secara sederhana adalah adanya dorongan dari angin yang mengalir menimbulkan gaya *drag* pada kedua sudu tersebut. Semakin besar selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut semakin besar pula daya yang dihasilkan.

Turbin Savonius memiliki beberapa keunggulan yaitu sumbunya yang tegak membuatnya bisa dialiri dari mana saja. Turbin jenis ini sangat cocok digunakan untuk daerah dengan kecepatan angin yang rendah seperti di Indonesia. Selain itu turbin ini juga mudah dibuat sehingga tidak diperlukan teknologi yang terlalu canggih. Namun dari beberapa keunggulan tersebut, turbin ini memiliki kelemahan yaitu performa atau efisiensinya yang rendah. Sehingga banyak penelitian yang dilakukan untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius ini.

Penelitian yang dilakukan oleh **Triyogi (2009)** yaitu penelitian tentang pengurangan gaya *drag* pada silinder sirkular dengan menggunakan silinder pengganggu tipe-I. Penelitian tersebut memvariasikan sudut potong dari pengganggu tipe I tersebut, yaitu $\theta_s = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 53^\circ, \text{ dan } 65^\circ$. Percobaan dilakukan pada *wind tunnel* dengan *Reynolds Number* sebesar $5,3 \times 10^4$, diameter silinder utama (d) 60 mm, diameter pengganggu (d_s) 7,5 mm = 0,125d, dan jarak antara kedua pusat silinder (S/D) = 1,375. Hasil yang didapat dapat dilihat bahwa sudut iris $\theta_s = 65^\circ$ menghasilkan pengurangan gaya *drag* paling tinggi yaitu sebesar 0,52 kali dari silinder tanpa pengganggu.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh **Altan et al (2008)** yaitu percobaan untuk mengamati pengaruh pemberian plat pengganggu di depan *returning blade*, dan plat pengarah di depan *advancing blade*. Kedua plat tersebut memiliki panjang ℓ_1 dan ℓ_2 , dengan besar sudut plat α dan β . Penelitian ini menggunakan kecepatan angin sebesar 7 m/s dan bilangan reynold $1,5 \times 10^5$. Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin Savonius ini dapat meningkat hingga 38,5% dengan variasi

panjang plat pengganggu ℓ_1 yaitu 45 cm dan variasi panjang plat pengarah yaitu ℓ_2 yaitu 52 cm, dengan sudut α yaitu 45° dan sudut β yaitu 15° .

Satria Bayu Mangkunegoro (2017) juga melakukan penelitian untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius dengan penggunaan silinder pengganggu, dan variasi yang dilakukan adalah perbandingan antara jarak dari pusat *returning blade* ke pusat silinder dengan diameter sudu turbin (S/D). Variasi yang dilakukan adalah sebesar $1,5 < S/D < 2,4$. Penelitian ini dilakukan di ruangan terbuka dengan menggunakan *blower* sebagai media penghasil angin. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* efektif dalam meningkatkan performa turbin, dengan nilai S/D paling optimal pada 1,8. Namun, penelitian ini masih dirasa kurang akurat dikarenakan pegas yang digunakan dalam mengukur torsi dinamis kurang akurat. Selain itu pada penelitian ini juga tidak digunakan *honeycomb* dan *end plates*.

Penelitian lainnya dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)**, yaitu upaya peningkatan performa turbin angin Savonius dengan variasi jumlah *blade*, jumlah *stage* turbin, *overlap ratio*, *aspect ratio*, dan pemberian *end plates* pada turbin angin Savonius. Variasi jumlah *blade* yang diujikan adalah 2 *blade* (2b), 3 *blade* (3b), dan 4 *blade* (4b); jumlah *stage* turbin yang digunakan adalah *single stage* dan dua *stage* turbin; *overlap ratio* (β) dengan variasi 0; 0,2; 0,25; 0,3 dan 0,35, *aspect ratio* dengan variasi 0,5; 1; 2; 4 dan 5, dan keberadaan *end plates* pada turbin angin Savonius. Penelitian ini dilakukan pada *windtunnel* dengan range kecepatan angin 0-13 m/s. Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah turbin angin Savonius dengan dua *blade* lebih efisien daripada dengan tiga atau empat *blade*. Turbin dengan dua *stage* memiliki performa yang lebih tinggi daripada turbin dengan *single stage*, dikarenakan *specific power* turbin dengan dua *stage* lebih besar daripada turbin dengan satu *stage*. Selanjutnya, pengoperasian turbin angin Savonius tanpa *overlap ratio* lebih baik dibandingkan dengan turbin dengan *overlap ratio* dan *Coefficient of power* dari turbin

akan meningkat seiring dengan kenaikan *aspect ratio* (α). Penambahan *end plates* pada turbin akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin tanpa menggunakan *end plates* dikarenakan penambahan *endplate* dapat mencegah keluarnya aliran angin ke arah eksternal sehingga memperbesar jumlah aliran angin yang menghantam sudu turbin angin Savonius.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh **Triyogi et al (2017)** mengenai pengaruh lebar plat penghalang pada performa turbin angin Savonius menggunakan simulasi dengan STAR CCM+. Penelitian ini dilakukan dengan memberikan plat penghalang di depan *returning blade* dengan variasi rasio antara lebar plat dengan diameter sudu turbin (S/D) = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00; serta bilangan *Reynolds* (Re) = 30000 dan 90000. Simulasi pada rotor turbin dibuat statis atau tidak bergerak. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa secara keseluruhan peletakkan plat penghalang di depan *returning blade* efektif meningkatkan performa turbin, tergantung dari lebar plat penghalang tersebut dan bilangan *Reynolds* yang digunakan. Untuk lebar plat penghalang $S/D = 2$ pada $Re = 90000$, performa turbin diestimasi lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa penghalang.

Selanjutnya penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan bilangan *Reynolds* pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga *coefficient of drag* (C_D) dan peningkatan bilangan Strouhal yang disebabkan oleh peningkatan bilangan *Reynolds* (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan *Reynolds* di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, tebal *shear layer* berkurang, sehingga bilangan Strouhal akan meningkat dan daerah *wake* menyempit (*coefficient of drag* menurun).

Penelitian yang terakhir dilakukan oleh **Triyogi et al (2017)** secara eksperimental dengan memberikan plat penghalang

di depan *returning blade* dengan variasi rasio antara lebar plat dengan diameter sudu turbin (S/D) = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00; serta bilangan *Reynolds* (Re) = 30000 dan 90000 (berdasarkan panjang karakteristik $d = 2D - b$ dan laju aliran udara dari *axial fan*). Turbin terbuat dari PVC dengan diameter (D) = 4 inchi atau 102 mm, dan tinggi (H) = 300 mm, dengan overlap (b) = 16 mm. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa peletakkan plat penghalang di depan *returning blade* efektif meningkatkan performa turbin. Hal ini tergantung dari lebar plat penghalang dan bilangan *Reynolds* yang digunakan. Pada $S/D > 1,41$ saat $Re = 90000$, CoP turbin dengan plat penghalang lebih rendah dibandingkan dengan tanpa penghalang, bahkan turun hingga 60,8% pada $S/D = 1,83$.

Dari penelitian-penelitian tersebut dapat disimpulkan bahwa masih perlu dilakukan penelitian lain untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Dalam studi eksperimen ini akan digunakan turbin angin Savonius konvensional dengan dua sudu turbin yang akan dianalisis performanya ketika diberikan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Penelitian ini mengamati pengaruh dari variasi perbandingan posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin (y) dengan diameter sudu turbin yaitu (y/D) sebesar 0,0; 0,25; dan 0,5.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius memiliki dua sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu cekung, dan *returning blade* adalah sudu cembung dilihat dari arah datangnya angin. *Advancing blade* memiliki *coefficient of drag* yang lebih besar dibandingkan *returning blade*. Perbedaan *coefficient of drag* tersebut yang mengakibatkan timbulnya torsi sehingga dapat menghasilkan daya. Semakin besarnya selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* maka semakin besar pula torsi yang dihasilkan sehingga menghasilkan pula daya yang semakin besar. Salah satu cara untuk meningkatkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut adalah dengan memberikan

penghalang berupa silinder sirkular yang diletakkan di depan *returning blade*.

Pada penelitian ini digunakan turbin Savonius dengan dua sudu dan diberikan penghalang berupa silinder yang diletakkan di depan *returning blade*. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan perbandingan posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin (y/D), dan bilangan *Reynolds*. Hipotesa awal yang diharapkan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Adanya silinder pengganggu membuat *boundary layer* fluida pada *returning blade* diduga menjadi lebih cepat turbulen sehingga menunda terjadinya titik separasi dan menghasilkan daerah *wake* yang lebih kecil. Semakin kecil daerah *wake* yang terjadi maka semakin kecil pula gaya *drag* yang dihasilkan. Berkurangnya gaya *drag* pada *returning blade* membuat selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.
2. Ukuran diameter silinder pengganggu relatif terhadap diameter sudu *returning* diduga juga akan mempengaruhi fenomena aliran pada sudu *returning*. Ukuran diameter yang terlalu kecil diduga kurang efektif dalam mempengaruhi transisi *boundary layer* menuju turbulen, sementara ukuran diameter silinder yang terlalu besar menyebabkan *shear layer* yang terlepas dari silinder yang besar akan jatuh pada daerah *boundary layer* yang sudah turbulen sehingga tidak memberi pengaruh yang berarti terhadap penundaan terjadinya separasi pada sudu *returning*. Namun penggunaan silinder pengganggu yang besar diduga akan menyebabkan perbedaan tekanan total antara daerah di depan dan di belakang sudu *returning*. Hal ini dapat menyebabkan penurunan *pressure drag*

- pada sudu *returning* lebih besar sehingga daya yang dihasilkan pun juga akan meningkat.
3. Variasi posisi silinder penghalang dalam arah transversal atau tegak lurus dengan arah datangnya angin (y) terhadap turbin Savonius dimaksudkan untuk mendapatkan posisi optimum dimana *wake* dari silinder pengganggu digunakan secara efektif menunda titik separasi dari *returning blade* sejauh mungkin ketika turbin Savonius berputar sehingga gaya *drag* sudu *returning* semakin kecil dan menyebabkan selisih gaya *drag* pada kedua sudu semakin besar. Disisi lain, silinder pengganggu pada rasio posisi (y/D) tertentu diduga dapat berpengaruh untuk lebih mengarahkan aliran udara ke sisi *advancing blade*, sehingga gaya *drag* dari sudu *advancing* meningkat menyebabkan selisih gaya *drag* menurun. Sehingga nilai torsi, daya, dan *coefficient of power* (CoP) akan meningkat hingga jarak y optimum kemudian kembali menurun setelah melewati jarak y optimum.

Untuk membuktikan hipotesa di atas maka penelitian dilakukan dengan menggunakan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin (d/D) sebesar 0,2, perbandingan jarak pusat *returning blade* dan silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin (S/D) sebesar 1,8, dengan variasi perbandingan antara posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin (y/D) yaitu 0,0; 0,25; dan 0,5. Penelitian dilakukan dengan variasi bilangan *Reynolds* (Re) = $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan meletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan $S/D = 1,8$ yang ditempatkan di depan *returning blade* dengan dan mengetahui pengaruh variasi

posisi (y/D) yaitu 0,0; 0,25; dan 0,5 pada variasi bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. terhadap performa turbin Savonius dengan cara sebagai berikut:

1. Mengukur kecepatan putar poros turbin angin Savonius
2. Mengukur nilai torsi statis dan torsi dinamis dari turbin Savonius
3. Menghitung *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius.
4. Menghitung *Coefficient of Moment* dari turbin angin Savonius.

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah, yaitu sebagai berikut:

1. Fluida yang mengalir adalah udara dengan kondisi aliran yang *steady*, *incompressible* dan *uniform* pada sisi *upstream*.
2. Analisa dilakukan pada turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm.
3. Analisa aliran yang dilakukan adalah aliran 2 dimensi.
4. Analisa aliran yang dilakukan adalah *external flow*.
5. Penelitian dilakukan dengan menggunakan arah aliran 1 arah.
6. Perpindahan panas yang mungkin terjadi diabaikan diabaikan.
7. Penelitian dilakukan dengan d/D sebesar 0,2; dan S/D sebesar 1,8.
8. Variasi y/D yang dilakukan pada penelitian ini adalah 0,0; 0,25; dan 0,5.
9. Variasi bilangan *Reynolds* yang digunakan adalah $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan kontribusi pada pengembangan energi terbarukan khususnya dengan sumber energi angin.
2. Mampu menjelaskan pengaruh pemberian silinder penghalang terhadap nilai putaran, torsi, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* turbin Savonius.
3. Mampu menjelaskan pengaruh posisi silinder penghalang terhadap sudu turbin terhadap nilai torsi, putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* turbin Savonius.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

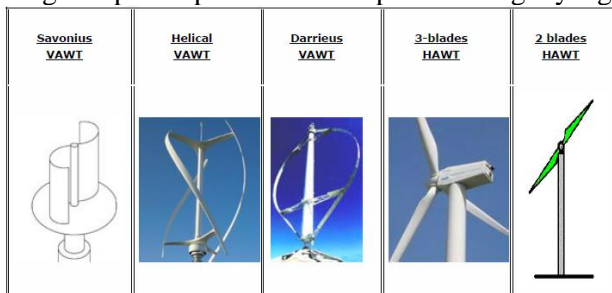
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

Energi angin merupakan salah satu contoh dari energi terbarukan yang memiliki potensi besar untuk dikembangkan namun belum dimanfaatkan secara maksimal. Energi kinetik angin dapat digunakan dengan mengubahnya menjadi energi mekanik untuk memutar poros pada turbin angin. Putaran tersebut kemudian ditransmisikan menjadi energi listrik melalui generator.

Secara umum turbin angin dibagi menjadi dua, yaitu *horizontal axis wind turbine* (HAWT) dan *vertical axis wind turbine* (VAWT), yang diklasifikasikan berdasarkan sumbu rotasi dari poros pada rotor. HAWT memiliki poros rotor yang horizontal dan sebuah generator yang keduanya terletak pada puncak *tower*. HAWT memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan VAWT. Kekurangannya adalah turbin tipe ini harus diarahkan ke arah angin bertiup. Pada VAWT, ciri khas yang dimilikinya adalah poros rotor yang vertikal, generator dan *gearbox* yang diletakkan pada bagian bawah turbin sehingga mudah untuk dilakukan *maintenance* jika diperlukan, dan bentuk sudunya yang unik yang didesain agar dapat berputar darimana pun arah angin yang datang.



Gambar 2. 1 Beberapa Tipe Turbin Angin (Al Shemmeri, 2010)

2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin ini pertama kali diperkenalkan oleh seorang *engineer* yang berasal dari Finlandia, yaitu Sigurd Johannes

Savonius pada tahun 1922. Turbin Savonius memiliki 2 sudu dengan sumbu vertikal, dimana sudu-sudu tersebut berbentuk seperti setengah silinder dan disatukan sehingga membentuk seperti huruf 's'. Salah satu sudunya disebut *advancing blade*, dan sudu lainnya disebut *returning blade*. Prinsip kerjanya secara sederhana adalah adanya dorongan dari angin yang mengalir menimbulkan gaya *drag* pada kedua sudu tersebut. Namun besarnya gaya *drag* dari kedua sudu tersebut berbeda karena adanya perbedaan bentuk permukaan kedua sudu tersebut terhadap aliran angin. *Advancing blade* dengan permukaan yang cekung memiliki koefisien *drag* yang lebih besar daripada *returning blade* dengan permukaan yang cembung. Perbedaan gaya *drag* tersebut akhirnya menimbulkan torsi, dimana ketika torsi dikalikan dengan kecepatan putarannya menghasilkan daya. Semakin besar selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut semakin besar pula daya yang dihasilkan.

Turbin Savonius memiliki beberapa keunggulan yaitu sumbunya yang tegak membuatnya bisa dialiri angin dari mana saja. Turbin jenis ini sangat cocok digunakan untuk daerah dengan kecepatan angin yang rendah seperti di Indonesia. Selain itu turbin ini juga mudah dibuat sehingga tidak diperlukan teknologi yang terlalu canggih. Namun dari beberapa keunggulan tersebut, turbin ini memiliki kelemahan yaitu performa atau efisiensinya yang rendah.

2.3 Gaya Drag

Gaya *drag* adalah sebuah gaya hambat yang diakibatkan adanya gesekan dan tahanan antara suatu permukaan dengan udara. Gaya ini timbul ketika suatu benda dialiri aliran yang *viscous* dan *incompressible*. Gaya *drag* memiliki arah sejajar dengan arah aliran, berbeda dengan gaya *lift* atau gaya angkat yang arahnya tegak lurus dengan arah aliran. Gaya *drag* berupa *skin friction drag* (F_{Df}), yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul sebagai akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), maupun berupa

pressure drag (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag*. Ada pula koefisien *drag*, yaitu suatu bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk menunjukkan gaya *drag* suatu aliran fluida melintasi sebuah benda. Secara umum gaya *drag* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \dots \dots \dots (2.1)$$

F_D = gaya *drag* (N)

C_D = koefisien *drag*

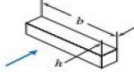






ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

U = kecepatan *free stream* aliran (m/s)

A = *cross sectional area* (m^2)

Koefisien *drag* (C_D) memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung dari geometri permukaan yang dimiliki benda tersebut.

Tabel 2. 1 Koefisien *drag* pada beberapa benda ($Re \geq 10^3$) (Fox, 2011)

Object	Diagram	$C_D (Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ 2.05 $b/h = 1$ 1.05
Disk		1.17
Ring		1.20 ^b
Hemisphere (open end facing flow)		1.42
Hemisphere (open end facing downstream)		0.38
C-section (open side facing flow)		2.30
C-section (open side facing downstream)		1.20

Turbin Savonius memiliki dua *blade*, dimana pada bagian *advancing blade* turbin serupa dengan benda *C-section (open side facing flow)*, dan pada bagian *returning blade* serupa dengan benda *C-section (open side facing downstream)*.

2.4 Bilangan Reynolds

Bilangan *Reynolds* adalah suatu bilangan tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser yang ditimbulkan fluida. Bilangan ini digunakan untuk mengetahui kondisi suatu aliran apakah laminar atau turbulen untuk aliran *incompressible*.

$$\text{Gaya inersia} = P \times A = (\rho U^2) l^2 \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\text{Gaya viscous} = \tau \times A = \left(\frac{\mu U}{l}\right) l^2 \dots\dots\dots(2.3)$$

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya Viscous}} = \frac{(\rho U^2) l^2}{\left(\frac{\mu U}{l}\right) l^2} = \frac{\rho U l}{\mu} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana: Re = bilangan *Reynolds*

P = tekanan (N/m²)

τ = tegangan geser (N/m²)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

U = kecepatan aliran fluida (m/s)

ℓ = panjang karakteristik aliran (m)

μ = viskositas dinamis fluida (N.s)

Pada penelitian ini, panjang karakteristik (ℓ) yang digunakan adalah (2D-b), dimana D adalah diameter turbin (m) dan b adalah diameter overlap (m), sehingga:

$$Re = \frac{\rho U (2D-b)}{\mu} \dots\dots\dots(2.5)$$

2.5 Perhitungan Torsi

Torsi merupakan kemampuan suatu gaya untuk membuat benda melakukan gerak rotasi. Torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = F_D \cdot R \dots\dots\dots(2.6)$$

Berdasarkan pada persamaan 2.1 dan 2.6 maka torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana: T = torsi yang dihasilkan putaran poros (N.m)

F_D = gaya drag (N)

R = jari-jari turbin (m)

2.6 Perhitungan Daya

Prinsip utama dari turbin angin adalah mengubah energi kinetik pada angin yang dikonversikan menjadi energi mekanik oleh turbin. Energi mekanik yang didapat kemudian dikonversikan lagi menjadi daya untuk perhitungan indikator performa dari turbin angin Savonius.

2.6.1 Perhitungan Daya Turbin Teoritis

Besarnya daya yang dihasilkan turbin secara teoritis dipengaruhi oleh energi kinetik yang dihasilkan oleh udara serta laju aliran massa udara. Energi kinetik yang dihasilkan oleh udara dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \dots\dots\dots(2.8)$$

Massa udara yang bergerak dalam satuan waktu dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho \cdot U \cdot A \dots\dots\dots(2.9)$$

Sehingga berdasarkan persamaan pada 2.8 dan 2.9 energi kinetik angin yang berhembus dalam suatu waktu (daya teoritis angin) adalah:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U \cdot A \cdot U^2 \dots\dots\dots(2.10)$$

dimana: E_k = energi kinetik (joule)
 P_w = daya kinetik angin (watt)
 ρ = massa jenis udara (kg/m^3)
 A = luas penampang turbin (m^2)
 U = kecepatan udara (m/s)

Besar daya yang terhitung adalah daya yang dimiliki oleh angin sebelum melewati turbin angin dan dikonversi. Dari daya tersebut tidak semuanya terkonversi menjadi energi mekanik oleh turbin angin.

3.6.2 Perhitungan Daya Aktual Turbin

Tidak semua daya angin yang diterima dapat dikonversikan menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin. Daya aktual turbin akan diukur menggunakan *brake*

dynamometer, dan *tachometer*. *Brake dynamometer* merupakan alat untuk menghitung besarnya torsi dinamis yang dihasilkan pada turbin angin Savonius, sedangkan *tachometer* merupakan alat untuk mengukur putaran yang dihasilkan turbin. Daya aktual turbin dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

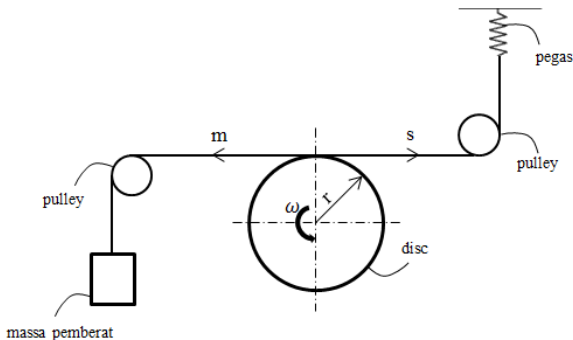
$$P_T = T \cdot \omega \dots \dots \dots (2.11)$$

dimana: P_T = daya aktual turbin (watt)

T = torsi dinamis (N.m)

ω = kecepatan putar turbin angin Savonius (rad/s)

Namun *brake dynamometer* tidak dapat menyajikan nilai torsi dinamis secara langsung. Pengukuran yang dilakukan pada *brake dynamometer* adalah pengukuran massa pemberat dan massa yang terbaca pada pegas. Kemudian nilai torsi dinamis dihitung berdasarkan *free body diagram* pada gambar 2.2.



Gambar 2. 2 *Free Body Diagram Brake Dynamometer*

Dari gambar tersebut, nilai torsi dinamis dari turbin angin Savonius dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = \{(s - m)g\} \times r \dots \dots \dots (2.12)$$

dimana:

s : massa yang terbaca pada pegas (kg)

m : massa beban (kg)

g : gravitasi (m/s^2)

r : jari-jari silinder yang menerima beban (m)
sehingga persamaan 2.13 menjadi:

$$P_T = ((s - m)g) \cdot r) \cdot \omega \dots \dots \dots (2.13)$$

2.7 Coefficient of Power

Coefficient of Power (CoP) merupakan suatu besaran untuk menentukan performa dari turbin angin dengan membandingkan daya yang dihasilkan secara mekanik pada sudu turbin (P_T) dengan daya kinetik yang dihasilkan oleh aliran udara (P_w). *Coefficient of Power* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$CoP = \frac{P_T}{P_w} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dengan memasukkan persamaan 2.10 dan 2.13 pada persamaan 2.14, maka akan didapatkan rumus:

$$CoP = \frac{((s-m)g) \cdot r) \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \dots \dots \dots (2.15)$$

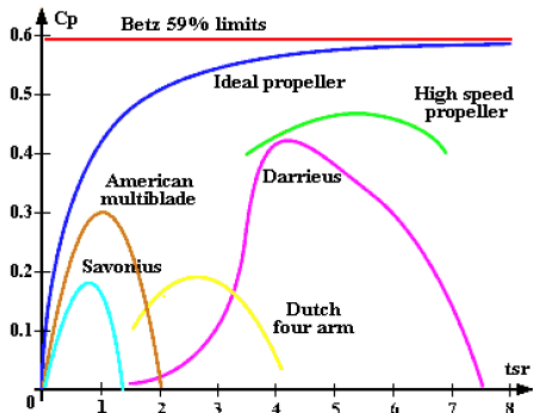
2.8 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio (TSR) merupakan perbandingan antara kecepatan putar turbin terhadap kecepatan angin. TSR biasanya dilambangkan dengan λ , biasanya dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \dots \dots \dots (2.16)$$

dimana: λ = *tip speed ratio*
 ω = kecepatan putar turbin (rad/s)
 R = jari-jari turbin (m)
 U = kecepatan angin (m/s)

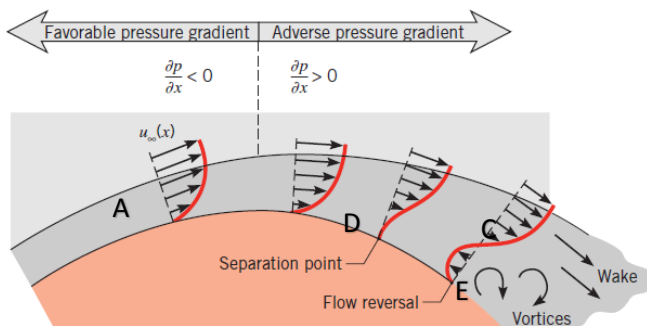
Pada diagram CoP – λ dapat dilihat bahwa tiap jenis turbin angin memiliki karakteristik yang berbeda. Tiap jenis turbin akan mencapai optimumnya pada kondisi TSR tertentu. Oleh karena itu sangat penting untuk mempertimbangkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam mendesain suatu turbin angin.



Gambar 2. 3 Diagram *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (Al Shemmeri, 2010)

2.9 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Aliran fluida yang melewati sebuah silinder akan mengalami perubahan kondisi akibat terganggu dengan kontur bodi silinder tersebut. Profil kecepatan aliran akan berubah karena adanya gaya gesek dari bodi silinder. Hal ini hanya terjadi pada daerah di bawah *boundary layer*.



Gambar 2. 4 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Incropera, 2011)

Dari gambar 2.4 dapat dilihat bahwa fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan dengan gradien tekanan yang negatif [$\frac{dP}{d\theta} < 0$]. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan sehingga gradien tekanannya bernilai positif [$\frac{dP}{d\theta} > 0$] yang disebut juga sebagai *adverse pressure gradient*. Hal ini menyebabkan partikel fluida di dalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang di atasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida di permukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradien kecepatan menjadi nol [$\frac{du}{dy} = 0$].

Pada titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup membuat aliran di dekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur disebut dengan titik separasi. Hal ini karena momentum aliran yang digunakan sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik.

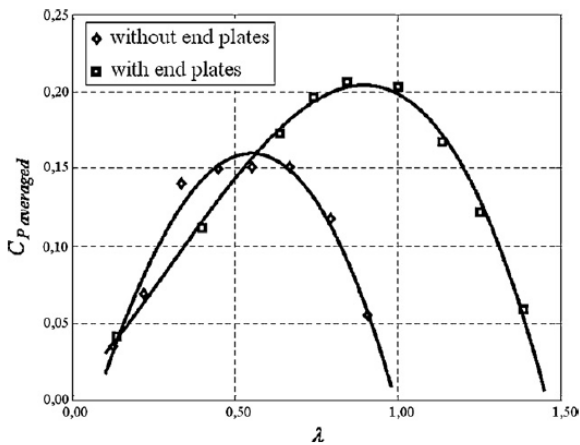
Bilangan *Reynolds* juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan *Reynolds* maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda.

Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek,

sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang bodi maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

2.10 End Plates

End Plates merupakan aksesoris tambahan pada turbin angin Savonius yang bertujuan untuk meningkatkan performanya. Piringan yang berada pada ujung atas dan bawah turbin Savonius ini berfungsi untuk mencegah keluarnya aliran udara pada yang mengenai sudu turbin yang cekung mengalir ke arah eksternal, sehingga dapat meningkatkan rata-rata *coefficient of power* turbin angin Savonius. Ukuran *end plates* yang direkomendasikan adalah 1,1 kali dari diameter rotor.



Gambar 2. 5 Pengaruh *End Plates* terhadap Performa Turbin Savonius (Akwa et al, 2011)

2.11 Coefficient of Moment

Coefficient of moment adalah bilangan tidak berdimensi yang merupakan perbandingan antara torsi dinamis dengan torsi yang dihasilkan angin terhadap turbin sesuai dengan luas penampang yang dimiliki turbin tersebut. *Coefficient of moment* dirumuskan sebagai berikut:

$$C_m = \frac{\tau}{\rho \cdot R^2 \cdot H \cdot U^2} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dimana,

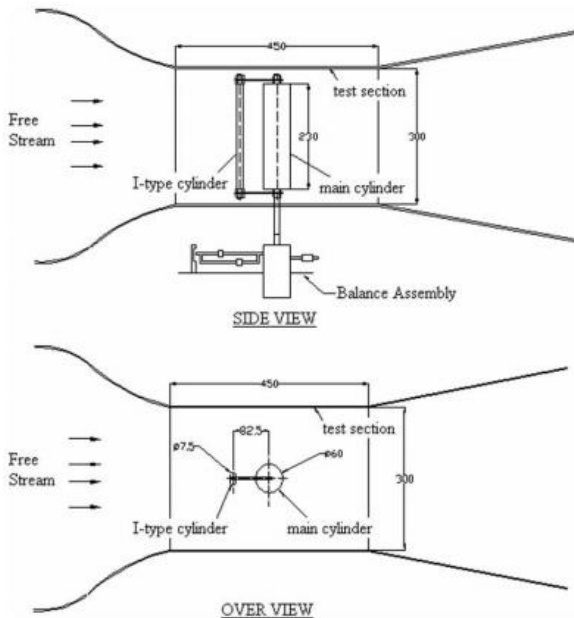
- τ : torsi mekanik pada sumbu putar turbin angin savonius (Nm)
 R : jari jari turbin angin savonius (m)
 H : tinggi turbin angin savonius (m)
 U : kecepatan angin (m/s)
 ρ : massa jenis udara (kg/m³)

2.12 Penelitian Terdahulu

Untuk memudahkan penelitian ini, maka diperlukan beberapa referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan. Beberapa penelitian tersebut yang akan dijabarkan antara lain, penelitian tentang pengurangan gaya *drag* pada silinder sirkular dengan menggunakan silinder pengganggu tipe-I oleh **Triyogi et al**, penelitian tentang peningkatan performa dari turbin Savonius dengan plat penghalang dan plat pengarah oleh **Altan et al**, penelitian mengenai turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder yang diposisikan di depan *returning blade* turbin Savonius dilakukan oleh **Satria Bayu Mangkunegoro (2017)**, penelitian yang dilakukan **Triyogi et al (2017)** mengenai pengaruh lebar plat penghalang pada performa turbin angin Savonius menggunakan simulasi dengan STAR CCM+, penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)** pada turbin angin Savonius menggunakan pengaruh variasi parameter geometri dari turbin angin Savonius, penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**, penelitian ini dilakukan oleh **Triyogi et al (2017)** secara eksperimental dengan memberikan plat penghalang di depan *returning blade* dengan variasi rasio antara lebar plat dengan diameter sudu turbin (S/D) dan bilangan *Reynolds* (Re).

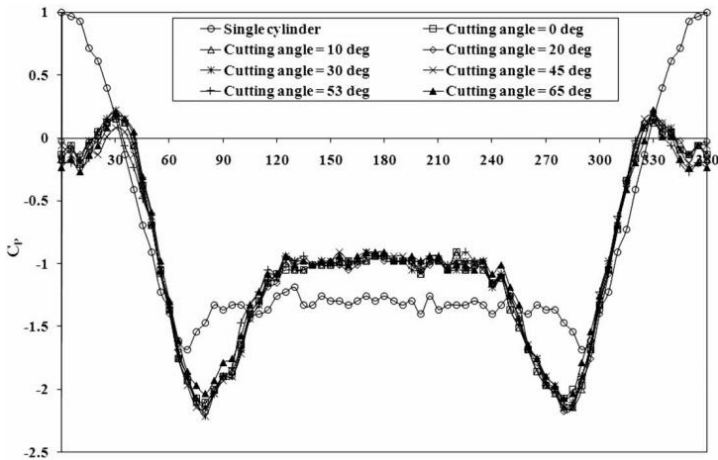
2.12.1 Pengurangan Gaya *Drag* pada Silinder Sirkular dengan Menggunakan Silinder Pengganggu Tipe I

Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder tipe I pernah dilakukan oleh Triyogi et al (2009). Penelitian tersebut memvariasikan sudut potong dari pengganggu tipe I tersebut, yaitu 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° . Percobaan dilakukan pada wind tunnel dengan *Reynolds Number* sebesar $5,3 \times 10^4$, diameter silinder utama (d) 60 mm, diameter pengganggu (d_s) 7,5 mm = $0,125d$, dan jarak antara kedua pusat silinder (S/d) = 1,375. Skema percobaan dari penelitian ini dapat dilihat di gambar 2.6.



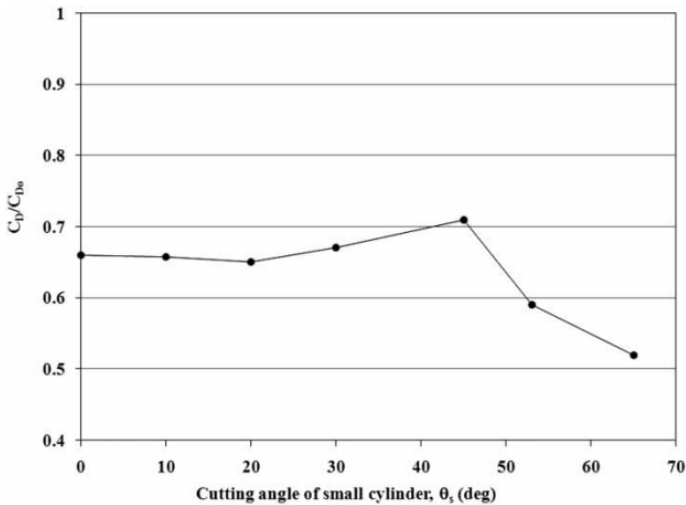
Gambar 2. 6 Skema Percobaan Peletakkan Silinder Pengganggu Tipe I di Depan Silinder Sirkular (Tiyogi, 2009)

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini menunjukkan bahwa distribusi *pressure coefficient* (C_p) di sekeliling silinder sirkular pada $Re = 5,3 \times 10^4$ untuk variasi sudut iris $\theta_s = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 53^\circ$, dan 65° yang diletakkan di depan silinder sirkular pada jarak $S/D = 1,375$ dapat dilihat pada gambar 2.5 berikut ini.



Gambar 2. 7 Distribusi *Pressure Coefficient* di Sekeliling Silinder

Berdasarkan gambar 2.7, nilai C_p untuk bagian depan mendekati 0 dan bernilai negatif sedangkan maksimum C_p sebesar 0,1 – 0,2 pada *reattachment region*, dimana *shear layer* terseparasi dari silinder pengganggu. Posisi *reattachment region* terletak pada $\theta = 30^\circ$ (bagian atas) dan $\theta = 330^\circ$ (bagian bawah). C_p terendah dihasilkan pada sudut iris $\theta_s = 53^\circ$ yaitu sebesar -2,14 pada posisi $\theta = 80^\circ$ (bagian atas) dan $\theta = 280^\circ$ (bagian bawah). Selain itu, didapatkan hasil bahwa pemberian silinder pengganggu mampu menunda terjadinya titik separasi pada bagian atas dan bagian bawah silinder utama. Gambar 2.6 menunjukkan pengaruh variasi sudut iris terhadap rasio koefisien drag dengan dan tanpa silinder pengganggu (CD/CD_0).

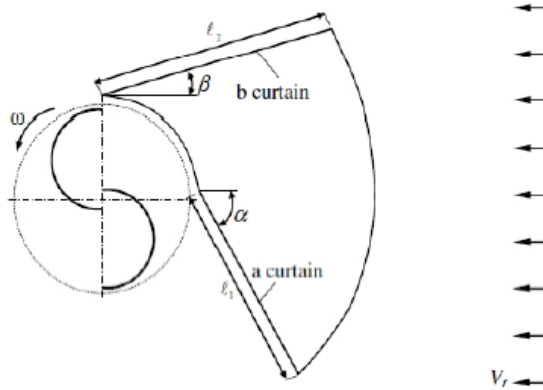


Gambar 2. 8 Variasi Koefisien *Drag* pada Silinder dengan Pengganggu Relatif terhadap Koefisien *Drag* pada Silinder Tanpa Pengganggu (Triyogi, 2009)

Berdasarkan gambar 2.8, dapat dilihat bahwa sudut iris $\theta_s = 65^\circ$ menghasilkan pengurangan gaya drag paling tinggi yaitu sebesar 0,52 kali dari silinder tanpa pengganggu.

2.12.2 Penelitian tentang Peningkatan Performa dari Turbin Savonius

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin seperti pada gambar 2.9 dilakukan oleh B.D. Altan et al (2008) dengan memvariasikan panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2), dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s serta bilangan *Reynolds* $1,5 \times 10^5$. Variasi konfigurasi alat yang digunakan sesuai dengan tabel 2.1.

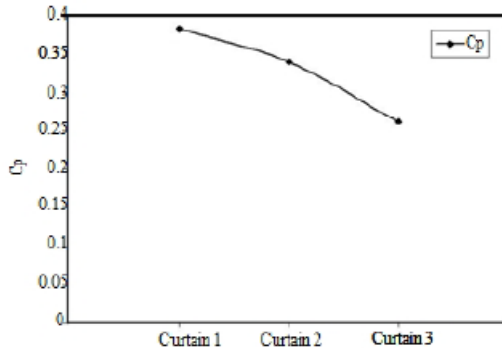


Gambar 2. 9 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)

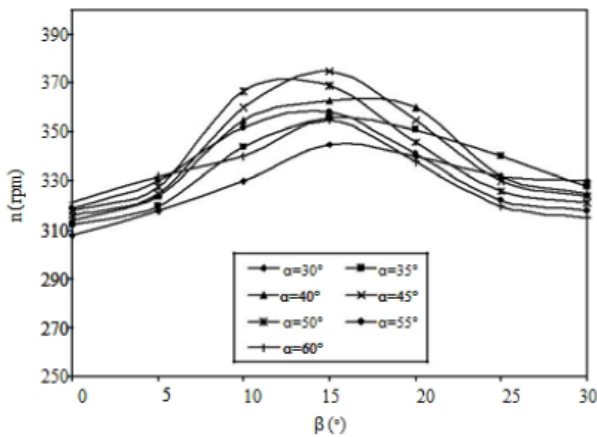
Tabel 2. 2 Konfigurasi Panjang Plat Penghalang (Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

Pada gambar 2.10 dapat diketahui grafik pengaruh panjang plat pengganggu terhadap *Coefficient of Power*. Sedangkan pada gambar 2.11 dapat diketahui pengaruh besar sudut plat (α dan β) pada konfigurasi pengganggu 1 terhadap putaran turbin. Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan panjang plat pengganggu ℓ_1 sebesar 45 cm dan ℓ_2 sebesar 52 cm dengan sudut plat pengganggunya $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$.



Gambar 2. 10 Grafik Pengaruh Panjang Plat Pengganggu terhadap *Coefficient of Power* (Altan et al, 2008)

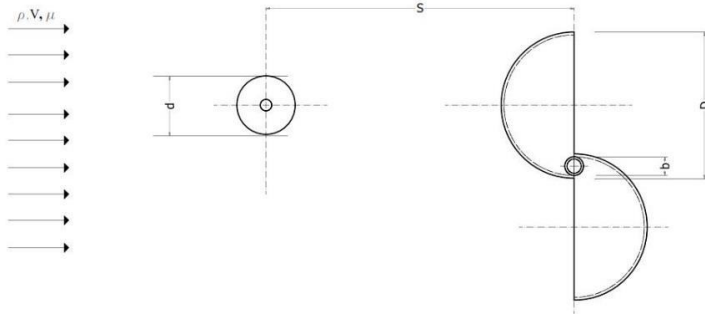


Gambar 2. 11 Grafik Pengaruh Besar Sudut Plat α dan β pada Pengganggu 1 terhadap Putaran Turbin (Altan et al, 2008)

2.12.3 Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder

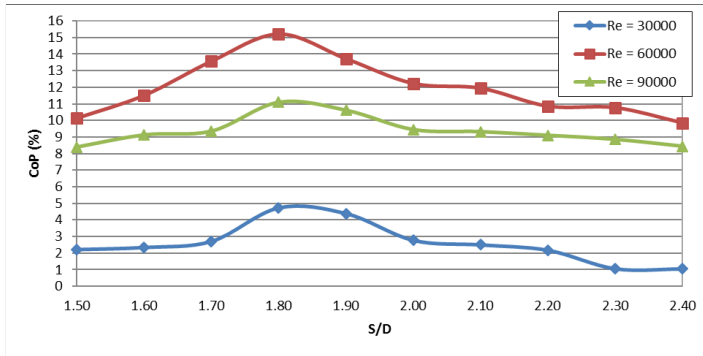
Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder yang diposisikan di depan *returning blade* turbin Savonius dilakukan oleh Satria Bayu Mangkunegoro (2017) dengan diameter sudu (D)

yang digunakan yaitu 102 mm dan tinggi sudu 300 mm, rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu (d/D) sebesar 0,2, variasi rasio jarak antara pusat turbin dengan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dengan tiap kenaikan 0,1, serta bilangan *Reynolds* $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan $9,7 \times 10^4$.

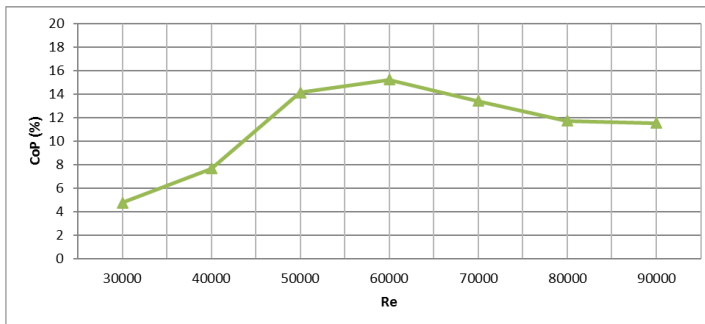


Gambar 2. 12 Skema Penelitian Optimasi Kinerja Turbin Savonius dengan Menggunakan Penghalang Berupa Silinder (Satria, 2017)

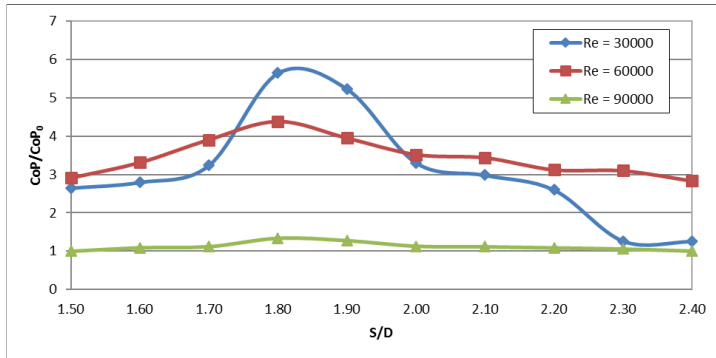
Hasil penelitian didapatkan bahwa jarak pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang paling efektif pada $S/D = 1,8$, dan pada bilangan *Reynolds* sebesar $6,0 \times 10^4$, yaitu didapatkan nilai CoP sebesar 15,21%. Pada bilangan *Reynolds* sebesar $3,0 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimal sebesar 4,54%. Sedangkan pada bilangan *Reynolds* number sebesar $9,7 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimal sebesar 11,10%.



Gambar 2. 13 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Satria, 2017)

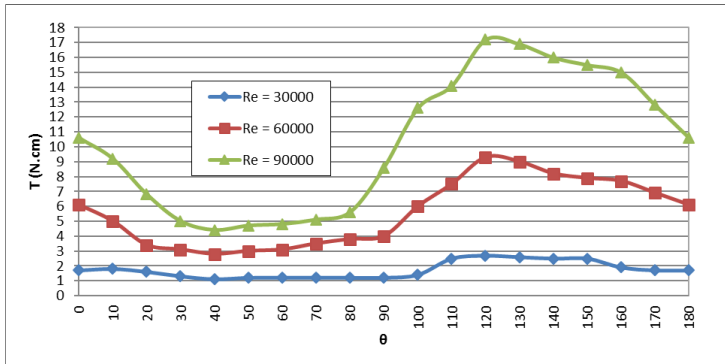


Gambar 2. 14 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius pada Jarak $S/D = 1,8$ sebagai Fungsi Bilangan Reynolds (Satria, 2017)



Gambar 2. 15 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Satria, 2017)

Gambar 2.14 menunjukkan bahwa perbandingan nilai CoP memiliki nilai yang lebih besar dari 1, yang berarti pemberian silinder pengganggu menghasilkan CoP yang lebih besar dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Nilai perbandingan CoP/CoP_0 paling tinggi berada pada 1,8. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$, kenaikan CoP terbesar mencapai 5,64 kali dari nilai CoP tanpa pengganggu. Pada $Re = 6,0 \times 10^4$, kenaikan CoP terbesar mencapai 4,37 kali dari nilai CoP tanpa pengganggu. Pada $Re = 9,7 \times 10^4$, kenaikan CoP terbesar mencapai 1,32 kali dari nilai CoP tanpa pengganggu.

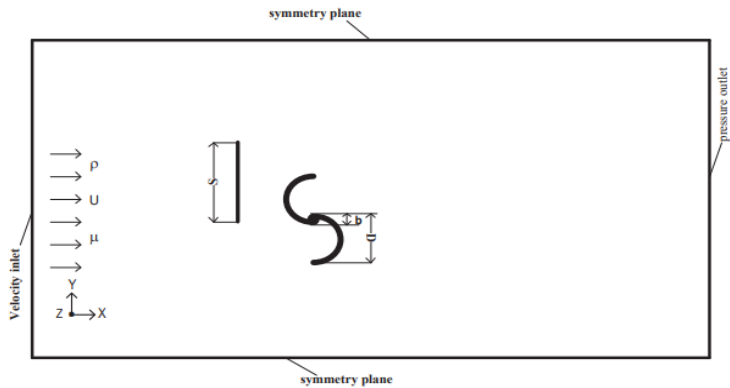


Gambar 2. 16 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu sebagai Fungsi Sudut (Satria, 2017)

Gambar 2.16 memperlihatkan bahwa pada S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin meningkat. Dari grafik tersebut juga didapatkan bahwa nilai torsi statis tertinggi berada pada posisi sudut 120° dengan nilai torsi statis pada $Re = 3,0 \times 10^4$ adalah 2,7 Ncm, pada $Re = 6,0 \times 10^4$ adalah 9,7 Ncm, dan pada $Re = 9,7 \times 10^4$ adalah 17,2 Ncm.

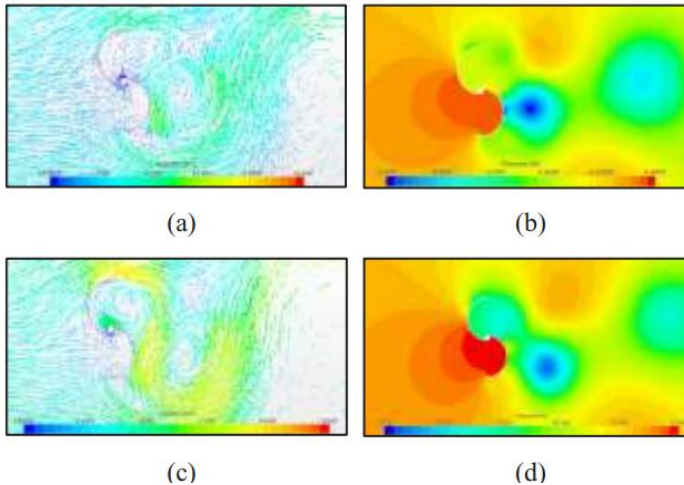
2.12.4 Studi Numerik Pengaruh Lebar Plat Penghalang pada Performa Turbin Angin Savonius

Penelitian yang dilakukan Triyogi et al (2017) mengenai pengaruh lebar plat penghalang pada performa turbin angin Savonius menggunakan simulasi dengan STAR CCM+. Penelitian ini dilakukan dengan memberikan plat penghalang di depan *returning blade* dengan variasi rasio antara lebar plat dengan diameter sudu turbin (S/D) = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00; serta bilangan *Reynolds* (Re) = 30000 dan 90000. Simulasi pada rotor turbin dibuat statis atau tidak bergerak. Skema percobaan yang dilakukan dapat dilihat pada gambar 2.17.



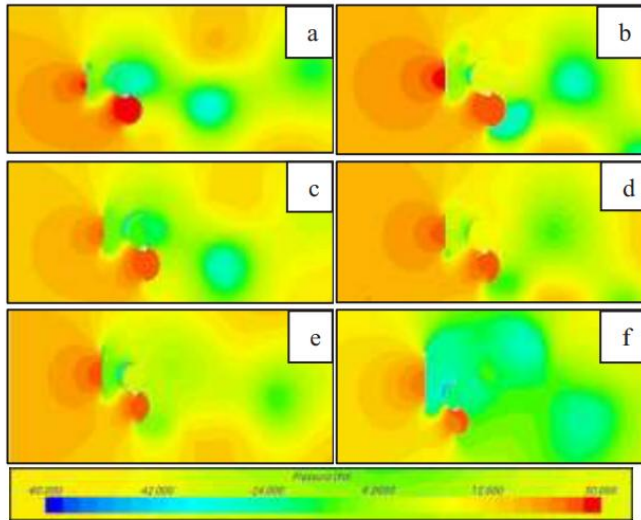
Gambar 2. 17 Skema Permodelan Numerik (Triyogi et al, 2017)

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, pada gambar 2.18 dapat dilihat bahwa secara umum ada perbedaan tekanan antara tekanan di depan *returning blade* dan di bagian belakang, dimana tekanan pada bagian depan *returning blade* lebih tinggi dibandingkan dengan bagian belakang *returning blade*. Hal ini juga terjadi pada aliran di sekitar *advancing blade*. Dapat dilihat pula bahwa *pressure drag* yang terjadi pada *advancing blade* lebih tinggi dibandingkan dengan *returning blade*. Hal ini menghasilkan torsi statis yang positif dan menyebabkan rotor turbin berputar berlawanan arah jarum jam. Ketika dibandingkan aliran antara bilangan *Reynolds* (Re) = 30000 dan 90000, dapat dilihat bahwa turbin yang dialiri dengan bilangan *Reynolds* 90000 memiliki torsi statis yang lebih tinggi dibandingkan dengan bilangan *Reynolds* 30000.



Gambar 2. 18 Aliran di Sekitar Turbin Angin Savonius Tanpa Plat Penghalang untuk $Re = 30000$: (a) *velocity vector*, (b) *pressure contour*, dan untuk $Re = 90000$: (c) *velocity vector*, (d) *pressure contour* (Triyogi et al, 2017)

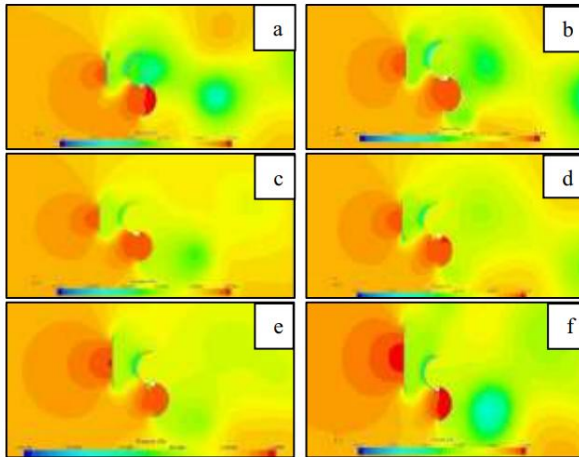
Gambar 2.19 menunjukkan hasil simulasi dari aliran di sekitar turbin angin Savonius dengan variasi S/D plat penghalang = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00, untuk $Re = 30000$. Tekanan pada bagian belakang dari plat penghalang atau di depan *returning blade* menurun, sementara tekanan di depan *advancing blade* relatif tidak berubah dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa plat penghalang. Hal ini menyebabkan *pressure drag* pada *returning blade* berkurang sehingga torsi statis positif meningkat. Sehingga peletakkan plat penghalang di depan *returning blade* dari turbin angin Savonius diharapkan dapat meningkatkan performa dari turbin tersebut.



Gambar 2. 19 Kontur Tekanan Aliran Sekitar Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang untuk $Re = 30000$: (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$, dan (f) $S/D = 2,00$ (Triyogi et al, 2017)

Gambar 2.20 menunjukkan hasil simulasi dari aliran di sekitar turbin angin Savonius dengan variasi S/D plat penghalang = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00, untuk $Re = 90000$. Kecuali pada $S/D = 2$, untuk $Re = 90000$ memiliki fenomena aliran di sekitar rotor turbin yang hampir sama seperti $Re = 30000$. Pada $S/D = 2$, peletakkan plat penghalang pada bagian depan *returning blade* diprediksikan mengurangi performa turbin. Hal ini diduga dikarenakan daerah dengan tekanan yang lebih rendah di depan *returning blade* lebih luas dibandingkan pada $S/D < 2$, sehingga menyebabkan aliran cenderung untuk melewati daerah ini daripada mendorong *advancing blade* untuk menghasilkan torsi statis positif. Jadi dapat disimpulkan bahwa peletakkan plat penghalang dengan $S/D = 2$ di depan *returning blade* pada $Re = 90000$ tidak

efektif untuk meningkatkan performa turbin. Namun hal ini perlu penelitian lebih lanjut, baik dengan simulasi pada rotor turbin yang berputar maupun studi eksperimental.

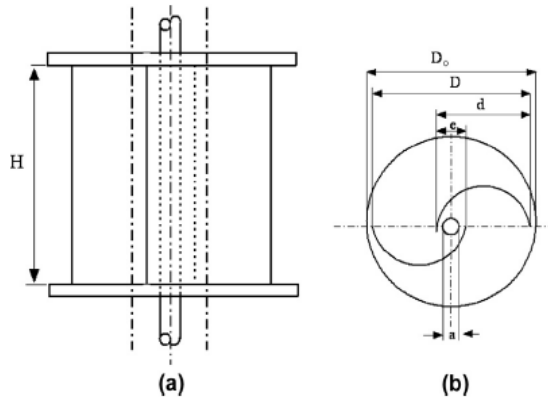


Gambar 2. 20 Kontur Tekanan Aliran Sekitar Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang untuk $Re = 90000$: (a) $S/D = 1,00$, (b) $S/D = 1,02$, (c) $S/D = 1,03$, (d) $S/D = 1,15$, (e) $S/D = 1,41$, dan (f) $S/D = 2,00$ (Triyogi et al, 2017)

2.12.5 Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Menggunakan Pengaruh Variasi Parameter Geometri dari Turbin Angin Savonius

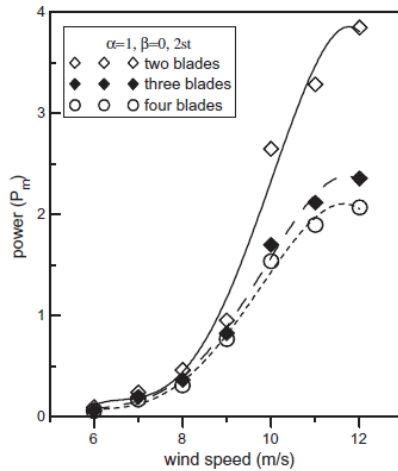
Penelitian yang dilakukan oleh Mahmoud et al (2010) pada turbin angin Savonius menggunakan pengaruh variasi parameter geometri dari turbin angin Savonius. Parameter geometri yang digunakan adalah variasi jumlah *blade*, *overlap ratio*, *aspect ratio*, jumlah *stage*, dan pemberian *end plate*. Variasi jumlah *blade* yaitu dua *blade* (2b), tiga *blade* (3b), dan empat *blade* (4b); variasi jumlah *stage* turbin yaitu *single stage* dan *two stage*; *overlap ratio* $\beta = (e - a)/d$ dengan variasi 0; 0,2; 0,25; 0,3 dan 0,35, dan *aspect ratio* (α) yaitu perbandingan antara tinggi turbin (H) dan

diameter turbin (D) dengan variasi 0,5; 1; 2; 4 dan 5 dengan keberadaan *end plates* pada turbin angin Savonius.

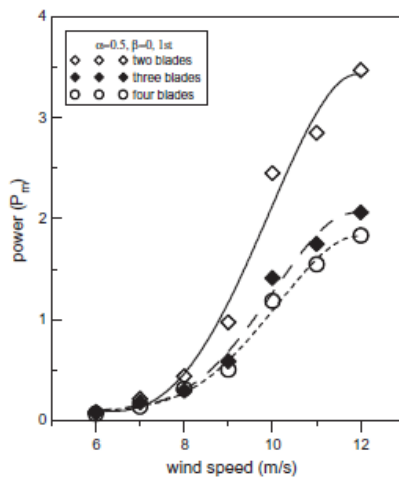


Gambar 2. 21 Skema Turbin Angin Savonius (Mahmoud et al, 2010)

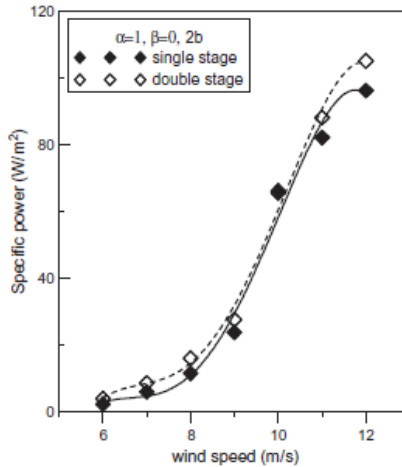
Percobaan dilakukan pada windtunnel dengan range kecepatan 0-13 m/s. Diameter sudu bervariasi sebesar 0,3; 0,2; 0,1 dan 0,08 m yang terbuat dari PVC. Material *end plate* dengan tebal 2,5 mm terbuat dari plat kayu, dengan ukuran diameter *end plate* 110 % diameter turbin. Diameter poros turbin yang digunakan adalah sebesar 14 mm dengan panjang 62 cm. Berikut hasil yang didapatkan dari penelitian tersebut.



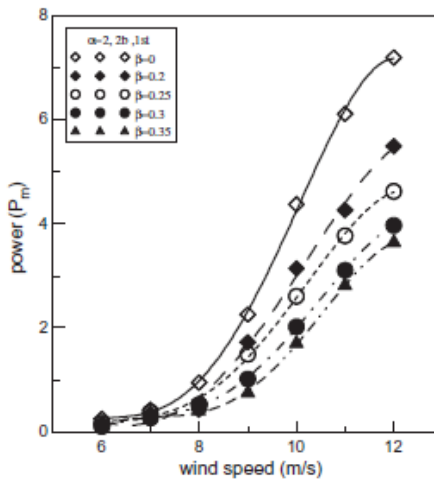
Gambar 2. 22 Pengaruh Variasi Jumlah *Blade* pada *Coefficient of Power* fungsi Kecepatan Angin pada Turbin (Mahmoud et al, 2010)



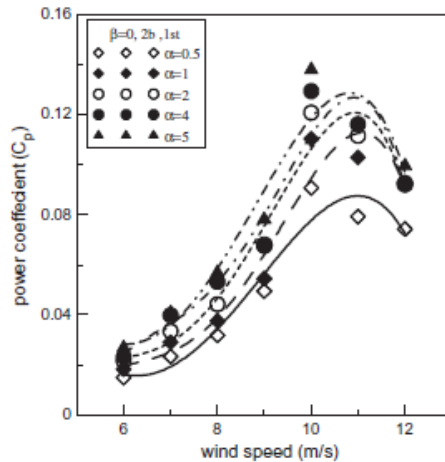
Gambar 2. 23 Pengaruh Jumlah *Blade* pada Daya Aktual Turbin fungsi Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)



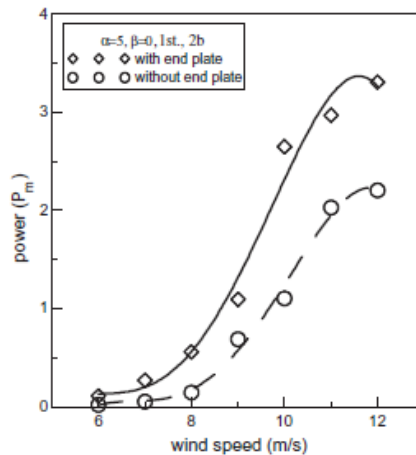
Gambar 2. 24 Pengaruh Jumlah *Stage* Turbin pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin pada $\alpha = 1$ (Mahmoud et al, 2010)



Gambar 2. 25 Pengaruh *Overlap Ratio* pada Daya Aktual Turbin fungsi Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)



Gambar 2. 26 Pengaruh *Aspect Ratio* pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)



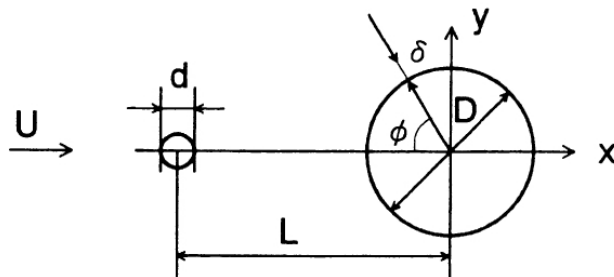
Gambar 2. 27 Pengaruh *End Plates* pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah turbin angin Savonius dengan dua *blade* lebih efisien daripada dengan tiga atau

empat *blade*. Turbin dengan *two stage* memiliki performa yang lebih tinggi dibanding turbin dengan satu *stage*, karena *specific power* turbin dengan dua *stage* lebih besar daripada turbin dengan satu *stage*. Selain itu, pengoperasian turbin angin Savonius tanpa *overlap ratio* lebih baik dibandingkan dengan turbin dengan *overlap ratio*. *Coefficient of power* dari turbin akan meningkat seiring dengan kenaikan *aspect ratio* (α). Penggunaan *end plates* pada turbin akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin tanpa menggunakan *end plates*.

2.12.6 Penelitian Silinder dengan Pengganggu

Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain pernah dilakukan oleh Tsutsui dan Igarashi (2002). Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Gambar 2.28 merupakan gambar dari skema benda uji.

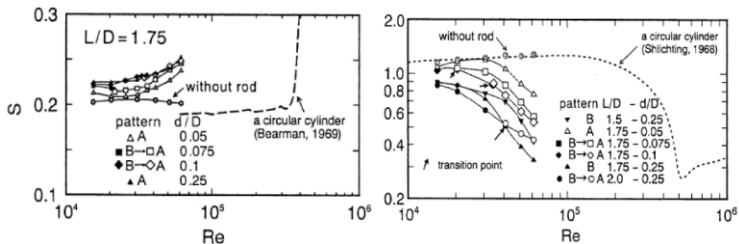


Gambar 2. 28 Skema benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

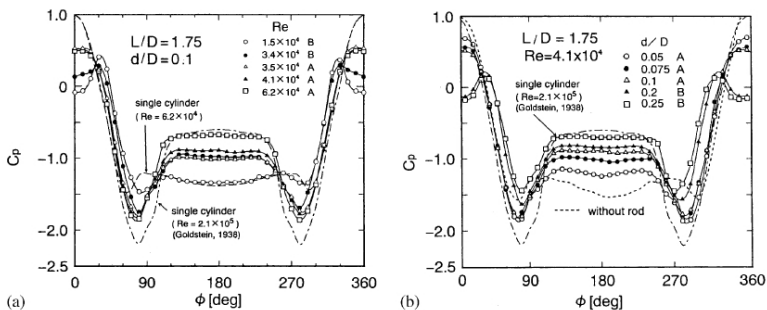
Geometri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan diameter silinder pengganggu dari 1 mm sampai 10 mm sedangkan jarak antara kedua pusat silinder divariasikan dari 50 mm sampai 120 mm.

Dari hasil penelitan tersebut didapatkan bahwa penurunan harga *coefficient of drag* (C_D) dan peningkatan bilangan Strouhal

yang disebabkan oleh peningkatan bilangan *Reynolds* (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan *Reynolds* di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, tebal *shear layer* berkurang, sehingga bilangan *Strouhal* akan meningkat dan daerah *wake* menyempit (*coefficient of drag* menurun). Gambar 2.29 merupakan grafik hubungan bilangan *Strouhal* dengan bilangan *Reynolds* yang dilakukan pada penelitian ini.



Gambar 2. 29 Grafik bilangan *Strouhal* dan *coefficient of drag* (Tsutsui dan Igarashi, 2002) (a) Dengan variasi Re (b) Dengan variasi d/D



Gambar 2. 30 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan *Reynolds* (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (L/D) terhadap *coefficient of drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p

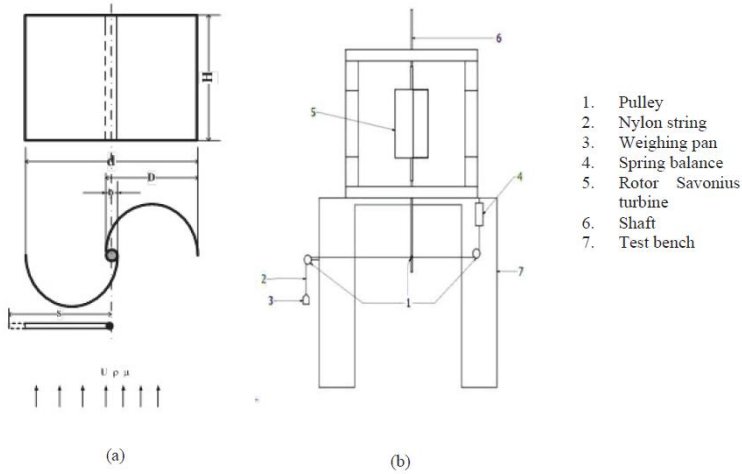
seperti gambar 2.30 diatas. Pada gambar 2.30 (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan *Reynolds* yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran (A) C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran (B) C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkular utama. Dari grafik 2.30 (a) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan *Reynolds* yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Sedangkan pada gambar 2.30 (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.30 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

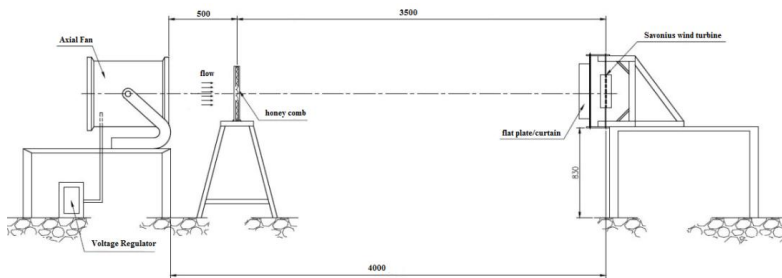
2.12.7 Pengaruh Lebat Plat Penghalang terhadap Performa Turbin Angin Savonius

Penelitian ini dilakukan oleh Triyogi et al (2017) secara eksperimental engan memberikan plat penghalang di depan *returning blade* dengan variasi rasio antara lebar plat dengan diameter sudu turbin (S/D) = 1,00; 1,02; 1,03; 1,15; 1,41; dan 2,00; serta bilangan *Reynolds* (Re) = 30000 dan 90000 (berdasarkan panjang karakteristik $d = 2D-b$ dan laju aliran udara dari *axial fan*). Turbin terbuat dari PVC dengan diameter (D) = 4 inchi atau 102

mm, dan tinggi (H) = 300 mm, dengan *overlap* (b) = 16 mm. Skema percobaan yang dilakukan dapat dilihat pada gambar 2.31.



Gambar 2. 31 (a) Susunan Skema Rotor Turbin Angin Savonius dengan Plat Penghalang di Depan *Returning Blade* (b) Skema Pengukuran Torsi Dinamis (Triyogi et al, 2017)



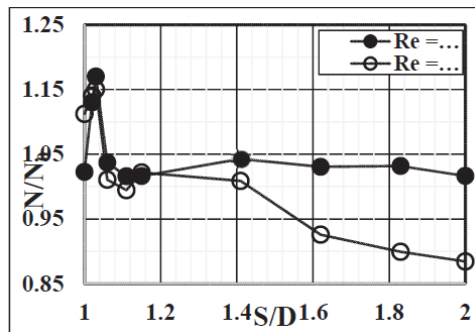
Gambar 2. 32 Skema Penelitian (Triyogi et al, 2018)

Gambar 2.33 menunjukkan bahwa pada $Re = 30000$ dan untuk setiap variasi lebar plat yang digunakan dalam penelitian ini memberikan nilai $N/N_0 > 1$, sedangkan pada $Re = 90000$, dimana pada $S/D < 1,41$ menghasilkan nilai $N/N_0 > 1$, namun pada $S/D >$

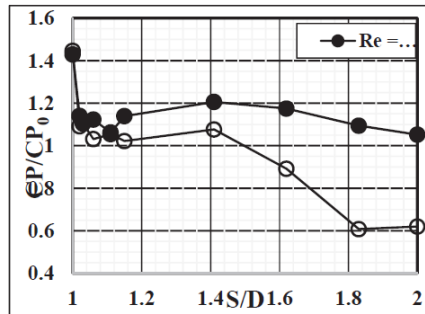
1,41 menghasilkan $N/N_0 < 1$ bahkan hingga mencapai 0,88 ($S/D = 2$)

Pada gambar 2.34 menunjukkan bahwa pada $Re = 30000$, peletakkan plat penghalang efektif meningkatkan daya turbin dibandingkan dengan turbin tanpa plat penghalang ($C_p/C_{p0} > 1$). Hal ini tidak selalu terjadi pada $Re = 90000$. Pada Re ini, ketika $S/D > 1,41$, nilai dari C_p/C_{p0} akan menurun. Penurunan yang tertinggi mencapai 60,7% dibandingkan dengan turbin tanpa plat penghalang, terjadi pada $S/D = 1,83$.

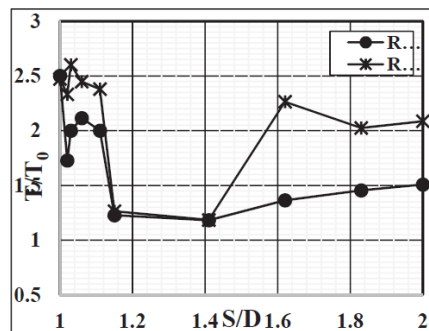
Gambar 2.35 menunjukkan nilai $T/T_0 > 1$. Hal ini menunjukkan bahwa peletakkan plat penghalang di depan *returning blade* efektif meningkatkan torsi statis dari rotor turbin. Ketika S/D meningkat dari 1,00 hingga 1,02, nilai T/T_0 menurun, sedangkan T/T_0 cenderung naik ketika S/D naik dari 1,02 hingga 1,06. Setelah itu T/T_0 turun kembali ketika S/D naik dari 1,06 hingga 1,41. Kemudian untuk $S/D > 1,41$ nilai T/T_0 meningkat seiring dengan meningkatnya S/D .



Gambar 2. 33 Perubahan Nilai Kecepatan Putar Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai Kecepatan Putar Turbin Tanpa Penghalang (N/N_0)



Gambar 2. 34 Perubahan Nilai CP Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai CP Turbin Tanpa Penghalang (CP/CP_0)

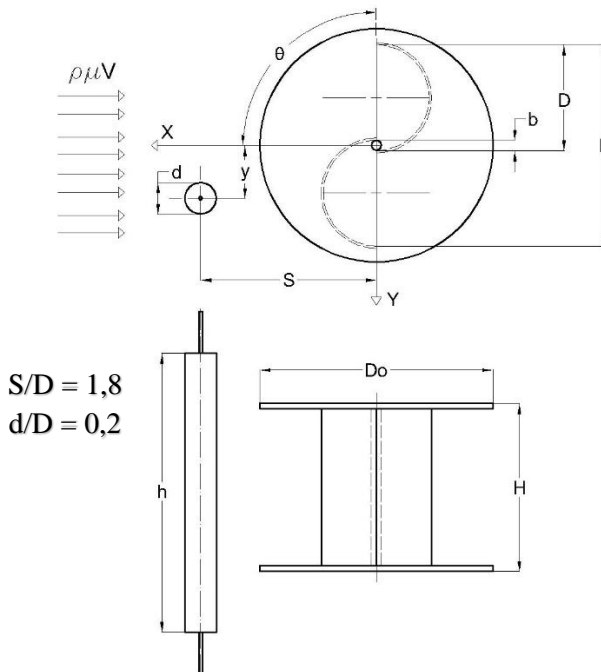


Gambar 2. 35 Perubahan Nilai Torsi Statis Turbin dengan Plat Penghalang Relatif terhadap Nilai Torsi Statis Turbin Tanpa Penghalang (T/T_0)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Analisa Dimensi

Analisa dimensi diperlukan untuk mengetahui pengaruh parameter tertentu terhadap hasil penelitian. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran dalam penelitian ini adalah densitas fluida (ρ), putaran (n), kecepatan fluida (U), diameter turbin Savonius (D), tinggi turbin Savonius (H), diameter silinder penghalang (d), diameter poros (b), posisi silinder penghalang (y), dan jarak antara pusat *returning blade* dan pusat silinder penghalang (S).

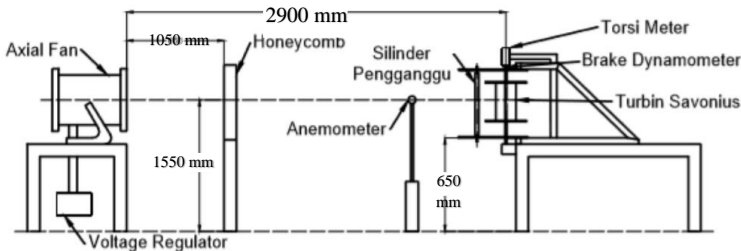


Gambar 3. 1 Skema Penelitian Turbin Angin Savonius dan Parameter Pengukuran

Berdasarkan skema penelitian pada gambar 3.1, diperkirakan nilai *Coefficient of Power* akan bergantung pada:

- ρ : densitas udara (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- D : diameter sudu turbin Savonius (m)
- d : diameter silinder penghalang (m)
- b : diameter poros (m)
- y : posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin (m)
- S : jarak antara pusat *returning blade* dan silinder penghalang (m)
- n : putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)
- μ : viskositas udara (Ns/m^2)

Pada penelitian ini benda uji berupa silinder pengganggu akan dialiri udara dari *axial fan* yang berjarak 3,2 meter dari turbin angin Savonius. *Honeycomb* yang berfungsi untuk menyeragamkan aliran udara dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius ditempatkan di antara *axial fan* dan benda uji.



Gambar 3. 2 Skema Penelitian

3.1.1 Analisa Dimensi *Coefficient of Power*

Dalam melakukan analisa, perlu dilakukan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi power

$$P = f(\rho, V, D, H, d, b, y, S, n, t, \mu)$$

Jumlah parameter (n) = 12 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

- P : *power* (watt)
 - ρ : densitas udara (kg/m^3)
 - U : kecepatan aliran udara (m/s)
 - D : diameter sudu turbin Savonius (m)
 - d : diameter silinder penghalang (m)
 - b : diameter poros (m)
 - y : posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin (m)
 - S : jarak pusat *returning blade* dan silinder penghalang (m)
 - n : putaran turbin (rpm)
 - μ : viskositas udara (Ns/m^2)
2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam analisa. Pada penelitian ini digunakan M , L , t .
 3. Membuat dimensi primer masing-masing parameter yang ditunjukkan pada tabel 3.1

Tabel 3. 1 Dimensi Primer Tiap Parameter

Parameter	P	P	U	D	d	B	Y	S	n	μ
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$	$\frac{M}{Lt}$

4. Memilih parameter berulang (m) yang jumlahnya sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu: ρ , V , D
Jumlah parameter berulang (m) = $r = 3$
5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $10 - 3 = 7$ grup tanpa dimensi. Grup tanpa dimensi tersebut antara lain:

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2} = \text{Coefficient of Power}$$

$\pi_2 = \frac{d}{D}$ = rasio diameter silinder penghalang dengan diameter turbin Savonius

$\pi_3 = \frac{b}{D}$ = rasio antara diameter poros dengan diameter turbin Savonius

$\pi_4 = \frac{y}{D}$ = rasio antara posisi silinder penghalang dengan diameter turbin Savonius

$\pi_5 = \frac{S}{D}$ = rasio antara jarak pusat *returning blade* dan silinder penghalang dengan diameter turbin Savonius

$\pi_6 = \frac{nD}{U}$ = *tip speed ratio*

$\pi_7 = \frac{\mu}{\rho UD}$ = bilangan *Reynolds*

Hubungan antara grup variabel yang tak berdimensi adalah:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1\left(\frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{nD}{U}, \frac{\mu}{\rho UD}\right)$$

Dalam penelitian ini $\frac{d}{D}$, $\frac{e}{D}$, dan $\frac{S}{D}$ merupakan variabel tetap, sedangkan $\frac{y}{D}$, $\frac{nD}{U}$, dan $\frac{\mu}{\rho UD}$ merupakan variabel yang divariasikan untuk diketahui pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* turbin angin Savonius, sehingga dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2\left(\frac{y}{D}, \frac{nD}{U}, \frac{\mu}{\rho UD}\right)$$

atau

$$CoP = f_2\left(\frac{y}{D}, TSR, Re\right)$$

3.1.2 Analisa Dimensi *Coefficient of Moment*

Metodologi penentuan analisa dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi torsi dinamis

$$T = f(\rho, \mu, V, D, d, S, b, \omega, y)$$

Jumlah parameter (n) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

T = Torsi Dinamis ($\text{kg.m}^2/\text{s}^2$)

ρ = Massa jenis udara (kg/m^3)

μ = Viskositas udara (Ns/m^2)

U = Kecepatan aliran (m/s)

D = Diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

S = Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*

b = Diameter poros (m)

ω = Putaran sudu turbin angin Savonius (rad/s)

y = Jarak titik pusat silinder sirkular penghalang terhadap proyeksi titik pusat turbin angin Savonius

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis.

Dipilih M , L , t .

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Tabel 3. 2 Dimensi Primer tiap Parameter

Parameter	T	ρ	μ	U	D	d	S	b	ω	y
Dimensi	$\frac{M L^2}{t^2}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L t}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$	L

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ , U , D .

Jumlah parameter berulang (m) = $r = 3$.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.
 Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $n - m = 10 - 3 = 7$ grup tanpa dimensi.

$$i. \quad \pi_1 = \rho^a U^b D^c T = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^2}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 2 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -2 ; c = -3$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} U^{-2} D^{-3} T$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^2 D^3}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh:

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{\omega D}{U}$$

$$\pi_7 = \frac{y}{D}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

π_1 : *Coefficient of Moment*

π_2 : *Bilangan Reynolds*

π_3 : ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius

π_4 : ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

π_5 : ratio diameter poros dengan diameter turbin angin Savonius

π_6 : *Tip Speed Ratio*

π_7 : ratio jarak titik pusat silinder sirkular penghalang terhadap proyeksi titik pusat turbin angin *Savonius* dengan diameter sudu turbin angin Savonius.

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7)$$

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{b}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{y}{D}\right)$$

Pada penelitian ini didapatkan variabel $\frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{H}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan variabel $\frac{y}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{\mu}{\rho U D}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Moment* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_2\left(\frac{y}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{\mu}{\rho U D}\right)$$

Atau

$$C_M = f_3\left(\frac{y}{D}, \lambda, Re\right)$$

3.2 Peralatan

Untuk melakukan penelitian ini dibutuhkan beberapa peralatan untuk menunjang pengambilan data eksperimen, antara lain:

3.2.1 Axial Fan

Pada penelitian ini digunakan *axial fan* sebagai penghasil kecepatan angin yang dapat memutar sudu turbin angin Savonius. Axial fan yang digunakan adalah CKE AFD-560 seperti pada gambar 3.3. Spesifikasi dari *axial fan* dapat dilihat pada tabel 3.3.



Gambar 3. 3 Axial Fan CKE SPV-18

Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial Fan CKE SPV – 18

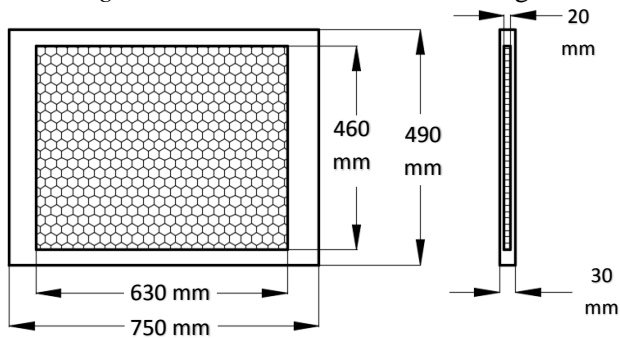
Model	SPV – 18
Diameter	450 mm
Air flow (CFM)	4413
Speed (rpm)	2850
Power (kW)	1,7
Capacity (CMH)	Min 8500, max 14700
Static pressure	520 Pa
Phase	1
Voltage	220 – 240 V

3.2.2 Honeycomb

Pada penelitian ini, *honeycomb* digunakan untuk menyeragamkan aliran angin menuju turbin angin Savonius dan mencegah terjadinya *swirl*. *Honeycomb* diletakkan di antara Axial

Fan dengan turbin angin Savonius seperti pada gambar 3.2. *Honeycomb* yang digunakan berbentuk persegi dengan sket seperti pada gambar 3.4 dan mempunyai dimensi sebagai berikut:

- Panjang sisi *frame* : 750 mm
- Panjang sisi *honeycomb* : 460 mm
- Tebal *frame* : 30 mm
- Tebal *honeycomb* : 20 mm
- *Meshing size* : 16 lubang/in²



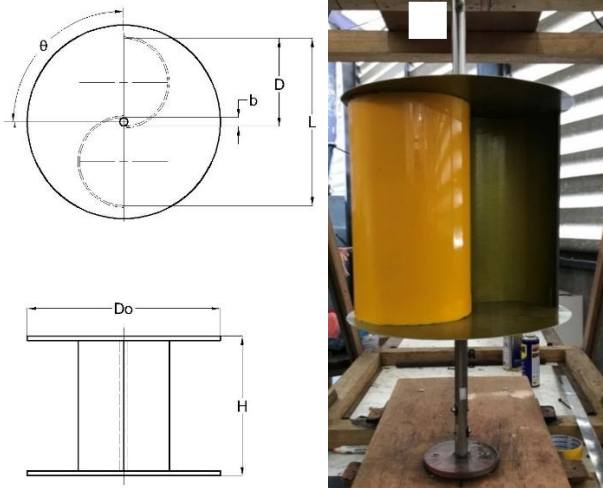
Gambar 3.4 *Honeycomb*

3.2.3 Turbin Angin Savonius

Dimensi turbin angin Savonius yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Diameter sudu turbin (D) : 165,2 mm

- Tinggi turbin (H) : 294,4 mm
- Diameter poros (b) : 19 mm
- Tebal *end plates* (t) : 1,3 mm
- Diameter *end plates* (D_0) : 321 mm
- Bahan *end plates* : *Aluminium cladding* 2024
- Bahan sudu turbin : PVC
- Massa turbin *end plates* : 1,56 kg (tanpa poros dan
- Tebal pvc : 2 mm

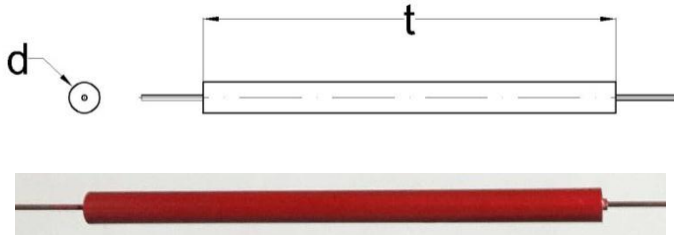


Gambar 3. 5 Turbin Angin Savonius

3.2.4 Silinder Pengganggu

Skema silinder penghalang yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.6 dengan spesifikasi sebagai berikut:

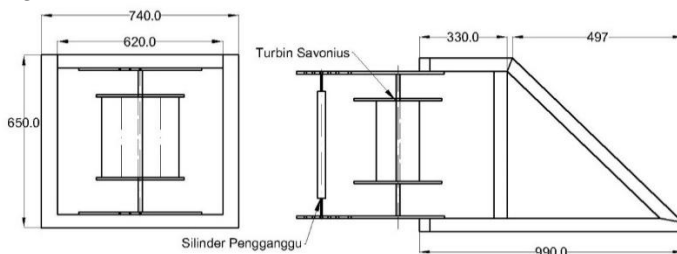
- Tinggi silinder penghalang (t) : 500 mm
- Diameter silinder penghalang (d) : 32.5 mm



Gambar 3. 6 Skema Silinder Penghalang

3.2.5 Penyangga Turbin Angin Savonius

Dalam melakukan penelitian ini, turbin angin Savonius dan silinder penghalang diletakkan pada suatu penyangga seperti pada gambar 3.7 (dalam mm).



Gambar 3. 7 Penyangga Turbin Angin Savonius

3.2.6 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan alat ukur untuk mendapatkan nilai putaran dan torsi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.

a. Tachometer

Tachometer adalah alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek yang berputar. *Tachometer* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer* OMEGA seri HHT12 seperti pada gambar 3.8 dengan akurasi pembacaan 0,01%. Spesifikasi *tachometer* dapat dilihat pada tabel 3.4.



Gambar 3. 8 *Tachometer* OMEGA seri HHT12

Tabel 3. 4 Spesifikasi *Tachometer* OMEGA seri HHT12

SPECIFICATIONS	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0,01 % of reading or ± 1 digit
Resolution	0,001 to 1,0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max, min and last
Power	2 "AA" 1,5 V dc batteries
Environmental	5 to 40° C

b. Anemometer

Anemometer adalah alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan aliran angin. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah anemometer model OMEGA HHF141 seperti pada gambar 3.9 dengan high

resolution 0,01 m/s. Spesifikasi dari anemometer ini dapat dilihat pada tabel 3.5.



Gambar 3. 9 Anemometer OMEGA HHF141

Tabel 3. 5 Spesifikasi Anemometer *Digital* Omega HHF141

Range	2,75 inch Air Probe	: 40 to 7800 ft/min : 0.2 to 40.00 m/sec
	Air Probe AP100	: 300 to 6800 ft/min : 1.5 to 35.00 m/sec
Accuracy	Air Velocity	AP275: $\pm 1.0\%$ of reading ± 1 digit AP100: $\pm (0.50\%$ of F.S. $+0.75\%$ of reading $+1$ digit
Resolution	1 ft/min or 0.01 m/sec	
Operating Temperature	Instrument	: 32° to 125°F (0° to 50°C)
	Probes	: -4° to 212°F (-20° to 100°C)
Power Supply	3 AA alkaline batteries	
Battery Life	Approx. 150 hours, without backlight	
Battery Check	Automatic Low Battery display	
Display	0.5" LCD, 4 digits, with LED backlight	

c. *Torquemeter*

Torquemeter adalah alat ukur yang berfungsi untuk mengukur torsi dari suatu objek. *Torquemeter* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *torquemeter* LUTRON model TQ-513-003 seperti pada gambar 3.10

dengan *high resolution* 0,1 Newton-cm. Spesifikasi *torquemeter* ini dapat dilihat pada tabel 3.6.



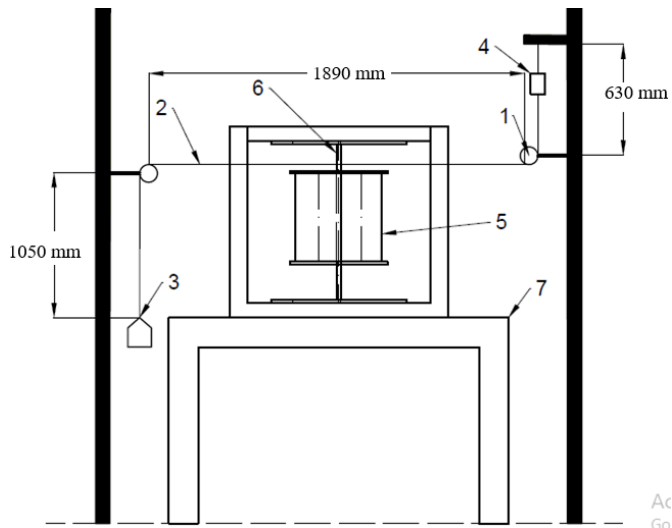
Gambar 3. 10 *Torquemeter* LUTRON model TQ-513-003

Tabel 3. 6 Spesifikasi *Torquemeter* LUTRON model TQ-513-003

Display Unit/ Resolution				
Unit	Max. range	High resolution	Low resolution	Over load protection range
kg-cm	15 kg-cm	0,01 kg-cm	0,1 kg-cm	22,5 kgf-cm max
Lb-inch	12,99 Lb-inch	0,01 Lb-inch	0,1 Lb-inch	19,53 Lbf-inch max
N-cm	147,1 N-cm	0,1 N-cm	1 N-cm	220,1 N-cm max

d. Brake Dynamometer

Brake dynamometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi dinamis dari turbin angin Savonius. Skema *brake dynamometer* yang digunakan pada penelitian ini didasari oleh penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2012)** ditunjukkan pada gambar 3.11



Gambar 3. 11 Skema *Brake Dynamometer*

Keterangan gambar 3.11

1. Sistem *pulley*
2. Senar Nylon LAZER diameter 0,6 mm (Gambar 3.13)
3. Massa pemberat (Gambar 3.12)
4. Neraca pegas (Gambar 3.13)
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Struktur penyangga turbin angin Savonius

Pengukuran torsi dinamis yang dihasilkan turbin Savonius dengan *brake dynamometer* dilakukan dengan cara menambahkan massa pemberat yang disambungkan dengan neraca pegas secara bertahap saat turbin sedang berputar hingga turbin berhenti berputar. Setiap menambahkan massa pemberat, putaran dari turbin diukur dengan menggunakan *tachometer*. Nilai torsi dinamis didapatkan dari selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang terbaca pada neraca pegas dikalikan dengan jari-jari *disc* yang dipasang pada

poros turbin angin Savonius. Nilai torsi dinamis akan digunakan untuk menghitung daya *output* turbin dengan cara mengalikan torsi dinamis saat diberikan massa pemberat dengan jumlah tertentu dengan putaran turbin yang dihasilkan pada kondisi yang sama. Massa pemberat yang digunakan adalah anak timbangan dengan variasi massa sebesar 1g, 2g, 5g, 10g, 20g, 50g, 100g, 200g, dan 500g, serta anak timbangan yang terbuat dari kawat dengan berat 10g dan 20g.



Gambar 3. 12 Massa pemberat



Gambar 3. 13 Neraca Pegas Nagata dan Senar LAZER

Tabel 3. 7 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata

SPECIFICATIONS	
Range	0 to 10 kg

Resolution	50 g
------------	------

e. *Multimeter*

Multimeter digunakan untuk mengukur besarnya voltase yang digunakan untuk menggerakan *axial fan*. Hal ini bertujuan untuk menjaga aliran asupan daya listrik yang dialirkan ke *axial fan* agar terjaga konstan. Multimeter yang digunakan adalah **CODY DT-9205A Digital Multimeter** sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3.14.



Gambar 3. 14 CODY DT-9205A *Digital Multimeter*

Spesifikasi CODY DT-9205A *Digital Multimeter* yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.8 berikut ini.

Tabel 3. 8 Spesifikasi CODY DT-9205A *Digital Multimeter*

SPECIFICATIONS	
Measurement Type	ACV
Range	200 mV – 750 V
Best Accuracy	$\pm (0,8\% + 2)$
Resolution	0,01 mV
Input Impedance	10 M Ω
Frequency Range	40 – 400 Hz

<i>Size</i>	191 mm L x 89 mm W x 35 mm H
-------------	------------------------------

g. *Voltage Regulator*

Pada penelitian ini menggunakan *voltage regulator* untuk mengatur besar keluaran tegangan yang dibutuhkan saat penelitian. *Voltage regulator* yang digunakan pada penelitian ini adalah ***Voltage Regulator Model TDGC 2J-3*** seperti pada gambar 3.15 berikut ini.



Gambar 3. 15 *Voltage Regulator*

Spesifikasi *voltage regulator* yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.9 berikut.

Tabel 3. 9 Spesifikasi *Voltage Regulator Model TDGC 2J-3*

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Model</i>	TDGC 2J-3
<i>Input</i>	110/220 V
<i>Output</i>	0 – 250 V
<i>Frequency</i>	50 – 60 Hz
<i>I Max</i>	4,8/12 A
<i>Cap.</i>	3 KVA

3.3 Prosedur Penelitian

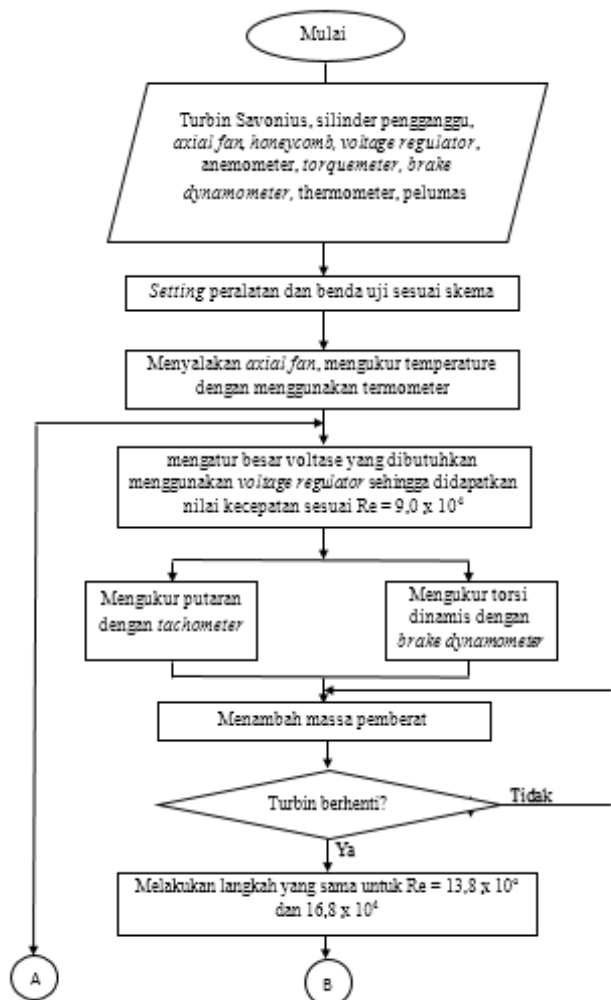
Prosedur yang dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

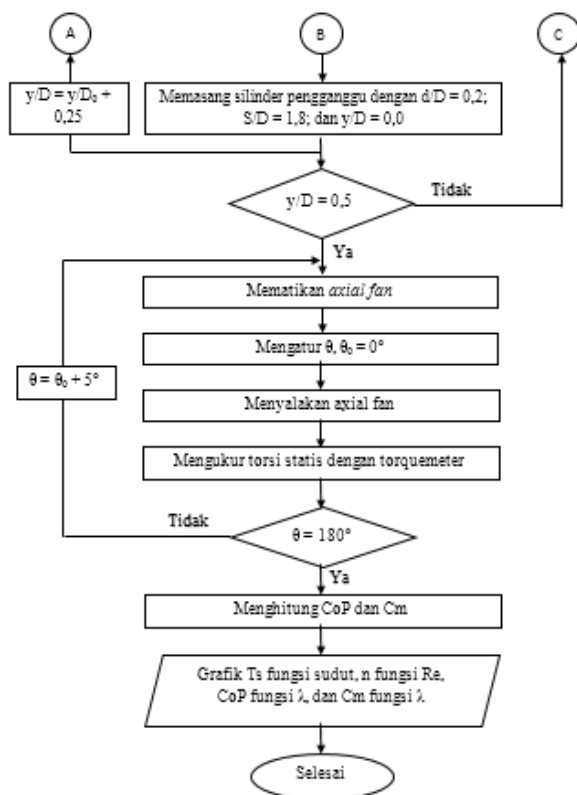
1. Menyiapkan peralatan yang akan digunakan.
2. Memasang peralatan dan benda uji (turbin angin Savonius) sesuai skema.
3. Menyalakan *axial fan*.
4. Mengatur besar frekuensi dengan menggunakan *voltage regulator* untuk mendapatkan nilai kecepatan angin yang diinginkan sesuai dengan $Re = 9,7 \times 10^4$.
5. Mengukur temperatur udara dengan termometer dan mengukur kecepatan angin dengan anemometer
6. Setelah *steady*, melakukan pengukuran terhadap putaran poros dengan *tachometer*.
7. Melakukan pembacaan hasil pengukuran torsi dinamis dari neraca pegas.
8. Menambah massa pemberat.
9. Mengulangi langkah 6 dan 7 hingga turbin berhenti berputar.
10. Mematikan *axial fan*.
11. Mengulangi langkah 3 sampai 10 untuk $Re = 1,45 \times 10^4$, dan $1,78 \times 10^4$.
12. Meletakkan silinder pengganggu dengan mengatur jarak antara pusat silinder dan pusat silinder pengganggu dengan rasio (S/D) sebesar 1,8 dan posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datang angin (y/D) sebesar 0,0.
13. Mengulang langkah 3 sampai 11 dengan mengubah y/D menjadi 0,25 dan 0,5.
14. Mematikan *axial fan*.
15. Menyesuaikan posisi turbin angin Savonius sesuai dengan variasi sudut $\theta = 0^\circ$.
16. Menyalakan *axial fan* dengan $Re = 9,7 \times 10^4$.
17. Melakukan pengukuran torsi statis dengan menggunakan *torquemeter*.

18. Mengulangi langkah 14 sampai 17 dengan mengubah variasi sudut hingga 180° dengan setiap kenaikan setiap 10°
19. Mengulangi langkah 14 sampai 18 untuk $Re = 1,45 \times 10^4$, dan $1,78 \times 10^4$.
20. Mengulangi langkah 16 sampai 18 dengan turbin yang diberikan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$.
21. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran (rpm), torsi statis, dan torsi dinamis) menjadi *Coefficient of Power* (CoP) dan *Coefficient of Moment* (Cm), serta melakukan plotting grafik hubungan antara torsi statis (T_s) fungsi sudut, kecepatan putar (n) terhadap bilangan *Reynolds*, *coefficient of power* (CoP) fungsi *tip speed ratio*, dan *coefficient of moment* (Cm) fungsi *tip speed ratio*.
22. Membandingkan hasil data yang diperoleh antara turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu dengan y/D 0,0; 0,25; dan 0,5.

3.4 Flowchart Penelitian

Langkah-langkah dalam pengambilan data yang akan dilakukan dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir berikut:





BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

4.1.1 Perhitungan Bilangan *Reynolds*

- **Massa Jenis Udara (ρ)**

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa:

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 menjadi:

$$\frac{P_1 \times m_1}{T_1 \times \rho_1} = \frac{P_2 \times m_2}{T_2 \times \rho_2} \quad (4.2)$$

dimana:

m_1 = massa udara pada keadaan standar

m_2 = massa udara pada saat pengujian

P_1 = tekanan absolut udara saat keadaan standar 1,01325 N/m²

P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengujian

T_1 = temperatur udara standar = 288,2 K

T_2 = temperatur ruangan kerja = 28.2°C = 301.2 K

ρ_1 = massa jenis udara saat keadaan standar = 1,225 kg/m³

ρ_2 = massa jenis udara pada saat pengujian

Bila keadaan pengujian berada pada ketinggian yang sama dengan keadaan standar, maka:

$$P_1 = P_2$$

Dan karena massa udara pada keadaan standar dengan keadaan pengujian sama, maka:

$$m_1 = m_2$$

Dari kondisi batasan tersebut, maka persamaannya menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288.2K \times 1.225 \frac{kg}{m^3}}{301.2K} = 1.172 \frac{kg}{m^3}$$

- **Viskositas Udara (μ)**

Berdasarkan persamaan Sutherland didapatkan bahwa:

$$\mu_2 = \frac{b \times (T_2)^{1/2}}{1 + \frac{s}{T_2}} \quad (4.3)$$

dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}}$$

$$S = 110,4 K$$

dengan menggunakan $T = T_{uji} = 301.2 K$, kemudian mensubstitusikan nilai b , s dan T pada persamaan 4.3, didapatkan nilai viskositas udara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \mu_2 &= \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{1/2}} \times (301.2)^{1/2}}{1 + \frac{110.4}{301.2}} \\ &= 1.85167 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s} \end{aligned}$$

- **Kecepatan aliran udara (U)**

Berdasarkan persamaan 2.5, didapatkan bahwa:

$$U = \frac{Re \cdot \mu}{\rho \cdot l}$$

dimana:

$$\begin{aligned} L &= \text{Panjang karakteristik turbin angin Savonius} \\ &= 2D - b = (2 \times 165,2 \text{ mm}) - 19 \text{ mm} = 303,4 \text{ mm} \\ &= 0.3034 \text{ m} \end{aligned}$$

$$Re = 9,7 \times 10^4$$

maka didapatkan nilai kecepatan aliran udara yang dibutuhkan:

$$U = \frac{97000 \times 1.85167 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}}{1.172 \frac{kg}{m^3} \times 0.3034 m} \approx 5 m/s$$

4.1.2 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (λ)

Berdasarkan persamaan 2.14, didapatkan bahwa:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U}$$

dimana:

- ω : kecepatan radial turbin = $\frac{2\pi n}{60}$;
 n : kecepatan putaran turbin (rpm) = 230,7467 rpm

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 230,7467 \text{ rpm}}{60} = 24.164 \text{ rad/s}$$
- R : jari-jari sudu turbin angin Savonius = $\frac{L}{2} = \frac{(2D-e)}{2}$

$$R = \frac{(2 \times 165,2\text{mm}) - 19\text{mm}}{2} = 155,7 \text{ mm}$$
- U : 5 m/s

maka didapatkan nilai λ :

$$\lambda = \frac{24.164 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,1557 \text{ m}}{5.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,75$$

4.1.3 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

- **Torsi Dinamis**

$$\tau = \{(s - m)g\} \times r$$

dimana:

s : massa yang terbaca pada pegas (kg)

m : massa beban (kg)

g : gravitasi (m/s^2)

r : jari-jari silinder yang menerima beban (m)

Maka didapatkan nilai torsi dinamis sebesar:

$$\tau = \left\{ \left(\frac{480 - 35}{1000} \right) kg \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right\} \times \left(\frac{9.5}{1000} \right) = 0,0415 \text{ Nm}$$

- ***Coefficient of Power* (CoP)**

Berdasarkan persamaan 2.13, didapatkan bahwa:

$$CoP = \frac{\tau \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^3 \cdot A}$$

dimana:

- A : luas permukaan turbin angin Savonius yang ditumbuk oleh angin

$$A = L \times H = 0,3034 \text{ m} \times 0,2944 \text{ m} = 0,08932 \text{ m}^2$$

- U : kecepatan aliran udara *free stream* (m/s)
- ρ : massa jenis udara pada saat pengujian (kg/m^3)
- ω = kecepatan radial turbin (rad/s)
- τ = torsi dinamis turbin (Nm)

dengan mensubstitusi nilai-nilai tersebut, maka didapatkan nilai CoP:

$$CoP = \frac{0,0415 \text{ Nm} \cdot 24.164 \text{ rad/s}}{\frac{1}{2} \cdot 1,172 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (5 \text{ m/s})^3 \cdot 0,08932 \text{ m}^2} = 0,1515 = 15,15 \%$$

4.1.4 Perhitungan *Coefficient of Moment* (Cm)

Berdasarkan persamaan 2.15, didapatkan bahwa:

$$Cm = \frac{\tau}{\rho \cdot R^2 \cdot H \cdot U^2}$$

Dimana:

- τ : torsi mekanik pada sumbu putar turbin angin savonius (Nm)
- R : jari jari turbin angin savonius (m)
- H : tinggi turbin angin savonius (m)
- U : kecepatan angin (m/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai tersebut, maka didapatkan nilai Cm:

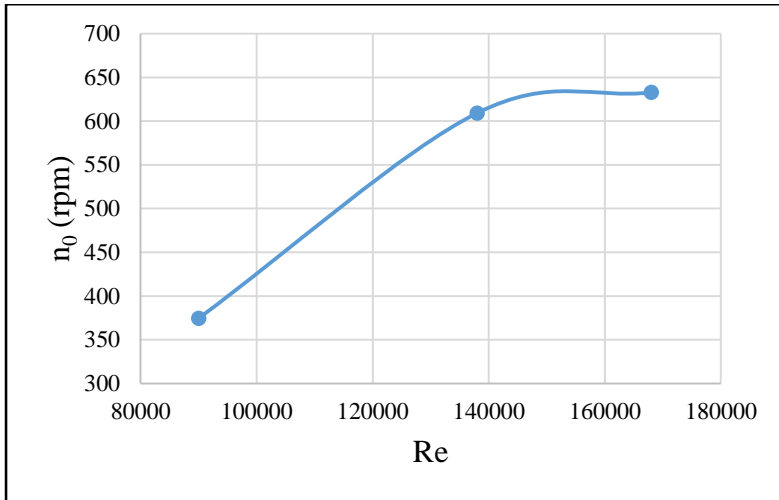
$$Cm = \frac{0,0404}{1,172 \cdot (\frac{0,3034}{2})^2 \cdot 0,2944 \cdot 5^2} = 0.2072$$

4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Pada bagian ini akan dilakukan analisa performa turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder sebagai pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade*. Pengukuran performa turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu dilakukan untuk mengetahui kondisi awal dari performa turbin angin Savonius agar dapat dibandingkan dengan kondisi ketika menggunakan silinder pengganggu. Analisa yang dilakukan meliputi hasil dari nilai putaran terhadap bilangan *Reynolds*, *Coefficient of Power* (CoP), dan *Coefficient of Moment* (Cm) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ), serta torsi statis terhadap sudut yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dan dilakukan dengan menggunakan 3 variasi bilangan *Reynolds*. Analisa yang dilakukan akan disajikan dalam bentuk grafik.

4.2.1 Putaran Turbin Angin Savonius (n_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ)

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_0) pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *tachometer*, dan diambil dengan kondisi tanpa beban atau putaran maksimum yang dapat dicapai oleh turbin angin Savonius. Data hasil pengukuran putaran turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.1.

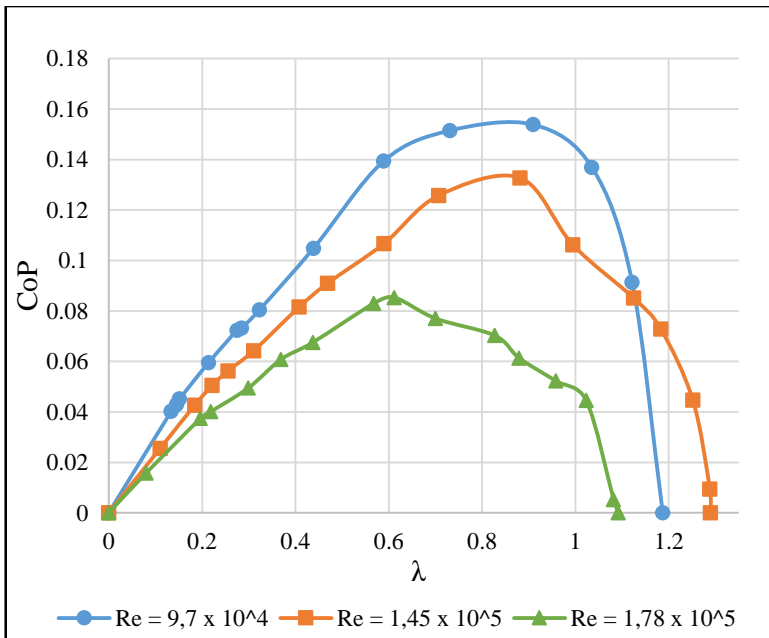


Gambar 4. 1 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n_0)
Sebagai Fungsi Bilangan *Reynolds*

Dari gambar 4.1 dapat dilihat bahwa nilai putaran yang dihasilkan turbin angin Savonius pada *tip speed ratio* yang sama mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ nilai putaran turbin tertinggi sebesar 374,6 rpm. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ nilai putaran turbin tertinggi sebesar 609,2 rpm. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ nilai putaran turbin tertinggi sebesar 632.86 rpm. Hal ini disebabkan karena dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*, maka kecepatan aliran fluida yang menabrak sudu-sudu turbin angin Savonius akan meningkat pula. Akibatnya gaya *drag* yang ditimbulkan terhadap turbin semakin besar, sehingga putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin besar. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ peningkatan yang terjadi tidak signifikan dibandingkan dengan bilangan *Reynolds* sebelumnya diduga dikarenakan batas kemampuan dari geometri turbin, dan juga akibat *losses* yang terjadi seperti getaran semakin tinggi sehingga putaran yang dihasilkan tidak dapat naik secara signifikan.

4.2.2 *Coefficient of Power (CoP) sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ)*

Analisa *Coefficient of Power (CoP)* dilakukan dengan membandingkan nilai energi yang dihasilkan oleh turbin dengan energi awal yang dibutuhkan oleh turbin. Adapun energi yang dihasilkan oleh turbin dianalisa dengan menghitung torsi dinamis turbin yang dihitung dengan hasil dari *brake dynamometer* dikalikan dengan putaran turbin. Data *Coefficient of Power (CoP)* sebagai fungsi *tip speed ratio (λ)* ditunjukkan pada gambar 4.2



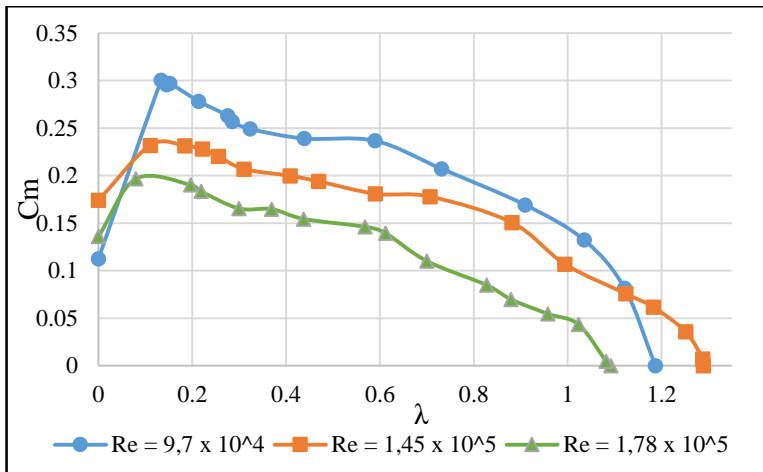
Gambar 4. 2 *Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio dengan Variasi Bilangan Reynolds*

Dari gambar 4.2 dapat dilihat bahwa CoP tertinggi dihasilkan oleh $Re = 9,7 \times 10^4$, sedangkan CoP terendah dihasilkan oleh Re tertinggi yaitu $1,78 \times 10^5$. Pada $Re = 9,7 \times 10^4$, nilai CoP

tertinggi yang dihasilkan adalah 0,1539 pada $\lambda = 0,91$. Pada $Re = 1,45 \times 10^5$, nilai CoP tertinggi yang dihasilkan adalah 0,1328 pada $\lambda = 0,88$. Pada $Re = 1,78 \times 10^5$, nilai CoP tertinggi yang dihasilkan adalah 0,0853 pada $\lambda = 0,61$. Data tersebut menunjukkan bahwa nilai CoP dari turbin akan menurun seiring dengan peningkatan bilangan *Reynolds*. Hal ini diduga disebabkan karena bilangan *Reynolds* yang digunakan berada di daerah setelah titik optimum dimana suatu bilangan *Reynolds* dapat menghasilkan nilai CoP tertinggi. Nilai CoP dipengaruhi oleh besar energi yang dihasilkan oleh turbin dibandingkan dengan energi awal yang diberikan ke turbin. Jika dilihat dari grafik 4.1, semakin tinggi nilai Re , semakin tinggi pula putaran yang dihasilkan, sehingga baik daya *output* maupun daya *input* turbin mengalami peningkatan. Namun peningkatan daya *output* turbin lebih besar daripada peningkatan daya *input* turbin atau peningkatan kecepatan laju aliran udara tidak diiringi dengan peningkatan torsi dinamis dan putaran yang sesuai dari turbin sehingga mengakibatkan energi yang dihasilkan oleh turbin menurun dan nilai CoP pada turbin angin Savonius mengalami penurunan. Hal ini disebabkan oleh putaran yang semakin cepat menyebabkan turbin seperti seolah-olah membentuk dinding solid sehingga tidak semua fluida yang mengalir dapat secara maksimal mendorong sudu turbin untuk menghasilkan torsi. Selain itu diduga pula bahwa pada bilangan *Reynolds* tertinggi, *losses* yang terjadi akibat getaran terlalu tinggi sehingga nilai CoP menurun.

4.2.3 Coefficient of Moment (Cm) sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ)

Analisa *Coefficient of Moment* (Cm) dilakukan dengan membandingkan nilai torsi yang dihasilkan turbin dengan torsi yang sebenarnya diterima akibat dari geometri turbin dan aliran fluida yang mengalir. Data *Coefficient of Moment* (Cm) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) ditunjukkan pada gambar 4.3.



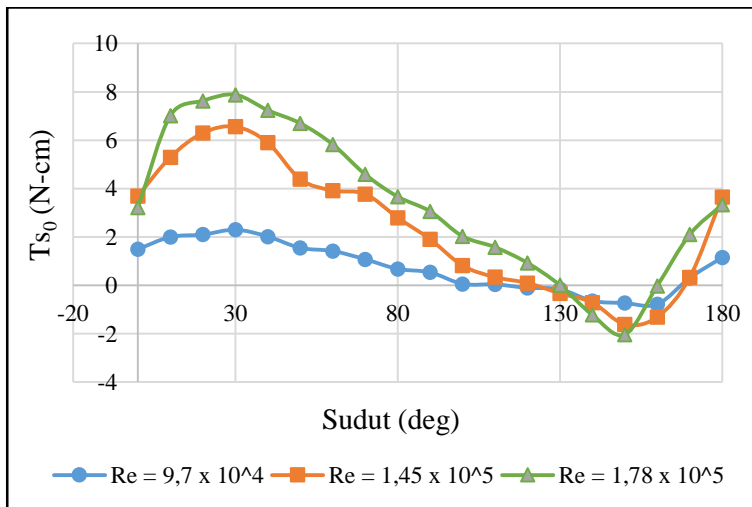
Gambar 4.3 *Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ)*

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa nilai C_m cenderung menurun seiring dengan meningkatnya nilai *tip speed ratio*, yang artinya nilainya semakin tinggi putaran turbin maka nilai C_m akan menurun. Pada $Re = 9,7 \times 10^4$, nilai C_m tertinggi sebesar 0,3003 pada $\lambda = 0,13$. Pada $Re = 1,45 \times 10^5$, nilai C_m tertinggi sebesar 0,2316 pada $\lambda = 0,05$. Pada $Re = 1,78 \times 10^4$, nilai C_m tertinggi sebesar 0,1967 pada $\lambda = 0,08$. Dari hasil yang diperoleh, dapat disimpulkan juga bahwa nilai C_m menurun seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Nilai C_m dipengaruhi oleh besar torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin dengan torsi awal yang diterima turbin sesuai dengan geometrinya dan fluida yang mengalir. Seperti pada grafik 4.1, semakin besar bilangan *Reynolds* maka semakin besar pula putaran yang dihasilkan. Peningkatan kecepatan laju aliran udara turbin lebih besar dibandingkan dengan peningkatan torsi dinamis dari turbin sehingga nilai C_m pada turbin angin Savonius mengalami penurunan. Hal ini diduga karena putaran yang semakin cepat menyebabkan turbin seperti seolah-olah membentuk dinding solid sehingga tidak semua fluida yang mengalir dapat secara maksimal mendorong sudu turbin untuk

menghasilkan torsi dinamis. Selain itu diduga pula bahwa pada bilangan *Reynolds* tertinggi, *losses* yang terjadi akibat getaran juga terlalu tinggi. Akibatnya, torsi dinamis yang dihasilkan tidak sebesar dari yang seharusnya diterima turbin.

4.2.4 Torsi Statis (T_{s0}) sebagai Fungsi Sudut

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur torsi statis dari turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu saat posisi turbin angin Savonius di $0^\circ - 180^\circ$ dengan tiap kenaikan 10° dan menggunakan bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Hal ini dilakukan untuk mengetahui kemampuan *self starting* turbin ketika berada pada posisi sudut tertentu. Torsi statis turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *torquemeter*. Data hasil pengukuran torsi statis turbin angin Savonius sebagai fungsi sudut dengan variasi bilangan *Reynolds* ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4. 4 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_{s0}) sebagai Fungsi Sudut dengan Variasi Bilangan *Reynolds*

Dari gambar 4.4 dapat dilihat bahwa nilai torsi statis yang dihasilkan turbin angin Savonius memiliki bentuk seperti sinusoidal, dimana nilai torsi statis tersebut meningkat seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Hal ini menunjukkan bahwa semakin tinggi bilangan *Reynolds* maka rata-rata kemampuan *self starting* turbin menjadi semakin baik, karena semakin tinggi bilangan *Reynolds* maka semakin besar pula gaya dorong angina yang diterima sudu turbin. Pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_{s0} sebesar 2,3 Ncm. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_{s0} sebesar 6,56 Ncm. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_{s0} sebesar 7,88 Ncm. Namun terdapat beberapa sudut yang menghasilkan nilai torsi negatif. Adanya nilai torsi negatif menunjukkan bahwa turbin tersebut pada sudut tertentu tidak bisa melakukan *self starting*, melainkan harus diberi gaya tambahan dari luar agar sudu dapat berputar. Semakin negatif nilai torsi statis yang dihasilkan, maka semakin besar gaya yang harus diberikan agar turbin dapat berputar. Pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$, nilai torsi statis terendah terjadi pada sudut 160° yaitu sebesar -0,78 Ncm. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$, nilai torsi statis terendah terjadi pada sudut 150° yaitu sebesar -1,61 Ncm. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$, nilai torsi statis terendah terjadi pada sudut 150° yaitu sebesar -2,03 Ncm.

4.3 Analisa Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Savonius

Studi eksperimen ini menggunakan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius untuk kemudian dilakukan uji performa dari turbin angin Savonius berupa pengaruh pemberian silinder pengganggu terhadap nilai putaran fungsi bilangan *Reynolds*, *Coefficient of Power* (CoP), dan *Coefficient of Moment* (Cm) fungsi *tip speed ratio* (λ), serta nilai torsi statis fungsi sudut. Silinder pengganggu yang digunakan

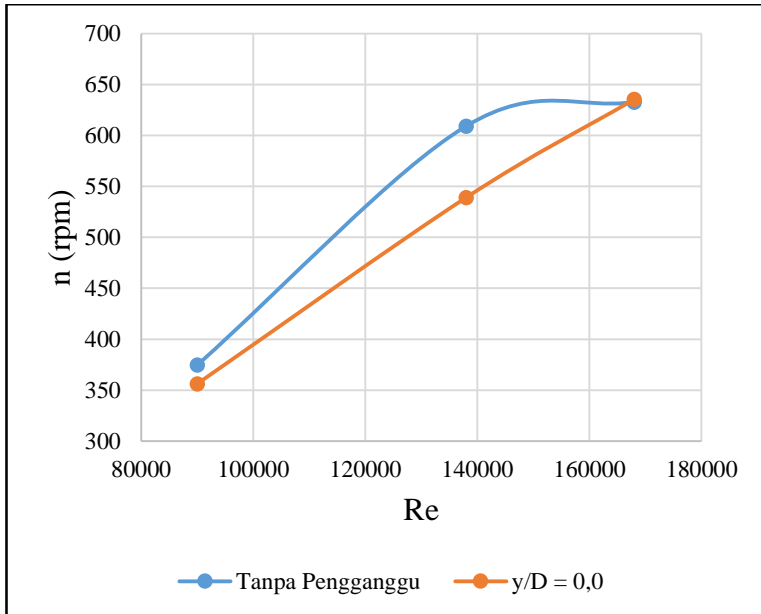
mempunyai $L = 303,4$ mm, perbandingan jarak pusat *returning blade* dan silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin (S/D) = 1,8, dan rasio antara diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin (d/D) = 0,2. Adapun variasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah variasi perbandingan antara posisi silinder penghalang dalam arah tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin (y/D) 0,0; 0,25; dan 0,5, serta variasi bilangan *Reynolds* yaitu sebesar $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$; dan $1,78 \times 10^5$.

4.3.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan *Reynolds*

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur putaran turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,0$; 0,25; dan 0,5 pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *tachometer*.

4.3.1.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,0 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan *Reynolds*

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur putaran turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,0$ pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *tachometer*. Analisa dilakukan pada kondisi turbin tanpa beban ($m = 0$). Data hasil pengukuran putaran turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan dalam gambar 4.5.



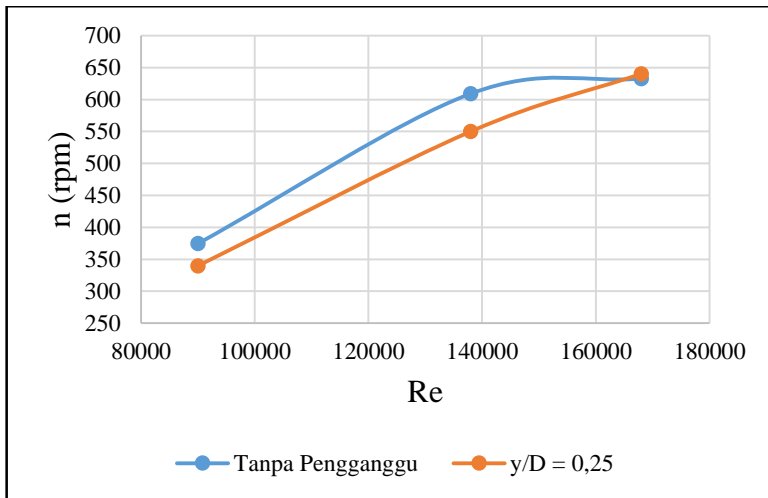
Gambar 4. 5 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan *Reynolds* pada $y/D = 0,0$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 374,57 rpm pada turbin tanpa pengganggu, dan 356,2 rpm (0,95 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,0$. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 609,2 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 539,77 rpm (0,88 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,0$. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 632,86 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 635,47 rpm (1,004 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,5$.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat dilihat bahwa penambahan silinder pengganggu secara keseluruhan mengurangi nilai putaran dari turbin. Penurunan tertinggi terjadi pada $Re = 1,45 \times 10^5$. Pada $Re = 1,78 \times 10^5$ memang terjadi kenaikan namun dengan selisih yang sangat kecil, bahkan berhimpit. Hal ini dikarenakan silinder pengganggu yang diletakkan pada posisi $y/D = 0,0$ berada tepat di tengah turbin yaitu di antara 2 sudu turbin atau pada poros turbin, sehingga keberadaan silinder pengganggu ini tidak sepenuhnya menutupi *returning blade*. Selain itu, posisi silinder pengganggu ini juga diduga mengganggu aliran yang menuju *advancing blade*. Oleh karena itu nilai putaran yang dihasilkan turbin turun ketika diberikan silinder pengganggu. Nsmun untuk $Re = 1,78 \times 10^5$, kecepatan aliran angin yang menuju turbin terlalu cepat, dibandingkan dengan ukuran silinder pengganggu yang terlalu kecil dan jaraknya yang relatif jauh sehingga relatif tidak memberikan pengaruh terhadap nilai putaran turbin.

4.3.1.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,25 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan *Reynolds*

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur putaran turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,25$ pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *tachometer*. Analisa dilakukan pada kondisi turbin tanpa beban ($m = 0$). Data hasil pengukuran putaran turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan dalam gambar 4.6.



Gambar 4. 6 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan *Reynolds* pada $y/D = 0,25$

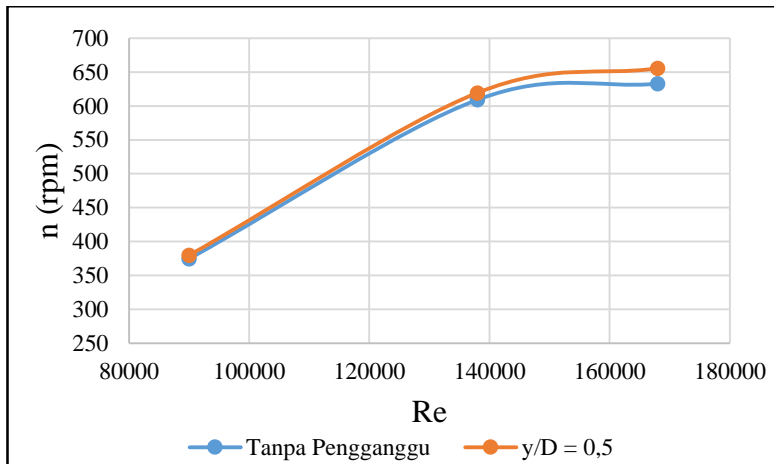
Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 374,57 rpm pada turbin tanpa pengganggu, dan 339,8 rpm (0,91 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,25$. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 609,2 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 550,07 rpm (0,903 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,25$. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 632,86 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 640,2 rpm (1,01 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,25$.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat dilihat bahwa penambahan silinder pengganggu secara keseluruhan mengurangi nilai putaran dari turbin. Penurunan tertinggi terjadi pada $Re = 1,45 \times 10^5$. Pada $Re = 1,78 \times 10^5$ memang terjadi kenaikan namun dengan selisih yang sangat kecil, bahkan berhimpit. Hal ini

dikarenakan silinder pengganggu yang diletakkan pada posisi $y/D = 0,25$ ini tidak sepenuhnya menutupi *returning blade*. Selain itu, posisi silinder pengganggu ini juga diduga sedikit mengganggu aliran yang menuju *advancing blade*. Oleh karena itu nilai putaran yang dihasilkan turbin turun ketika diberikan silinder pengganggu. Nsmun untuk $Re = 1,78 \times 10^5$, kecepatan aliran angin yang menuju turbin terlalu cepat, dibandingkan dengan ukuran silinder pengganggu yang terlalu kecil dan jaraknya yang relatif jauh sehingga relatif tidak memberikan pengaruh terhadap nilai putaran turbin.

4.3.1.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Putaran Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi bilangan *Reynolds*

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur putaran turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,5$ pada bilangan Reynolds $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *tachometer*. Analisa dilakukan pada kondisi turbin tanpa beban ($m = 0$). Data hasil pengukuran putaran turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan *Reynolds* ditunjukkan dalam gambar 4.7.



Gambar 4. 7 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius (n) sebagai Fungsi Bilangan *Reynolds* pada $y/D = 0,5$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 374,57 rpm pada turbin tanpa pengganggu, dan 379,67 rpm (1,013 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,5$. Pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 609,2 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 619,4 rpm (1,016 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,5$. Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ nilai putaran turbin yang dihasilkan yaitu sebesar 632,86 rpm pada turbin tanpa silinder pengganggu, dan 655,55 rpm (1,036 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada turbin dengan silinder pengganggu yang berjarak $y/D = 0,5$.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat disimpulkan bahwa keberadaan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap putaran turbin angin Savonius. Nilai putaran yang dihasilkan turbin terjadi kenaikan setelah diberikan silinder pengganggu namun dengan selisih yang sangat kecil, bahkan berhimpit. Hal ini diduga

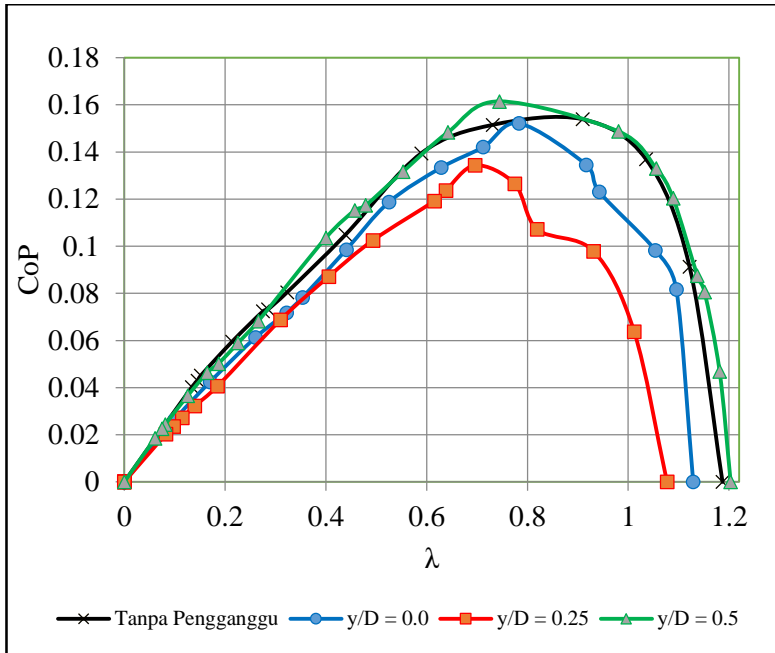
dikarenakan pemberian silinder pengganggu ini menghalangi *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* menurun, selisih gaya drag antara kedua sudu meningkat dan torsi pun meningkat, namun diameter silinder pengganggunya yang kecil yaitu $d/D = 0,2$ dan jaraknya yang relatif jauh yaitu $S/D = 1,8$ membuat silinder pengganggu ini hanya sedikit berpengaruh dalam meningkatkan putaran turbin.

4.3.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) dengan Variasi Bilangan *Reynolds*

Coefficient of Power (CoP) merupakan rasio antara daya yang dihasilkan turbin angin Savonius dengan daya yang dibutuhkan turbin angin Savonius. Pengukuran daya *output* dilakukan dengan cara mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius yang dihitung dengan menggunakan hasil dari *brake dynamometer* kemudian dikalikan dengan kecepatan radial turbin.

4.3.2.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$

Data CoP turbin angin Savonius sebagai fungsi λ dengan variasi posisi y/D 0,0; 0,25; dan 0,5 pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ ditunjukkan dalam gambar 4.8.



Gambar 4. 8 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1539 saat $\lambda = 0,91$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,0$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1521 (0,99 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,78$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1343 (0,87 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,70$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1615 (1,05 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,74$.

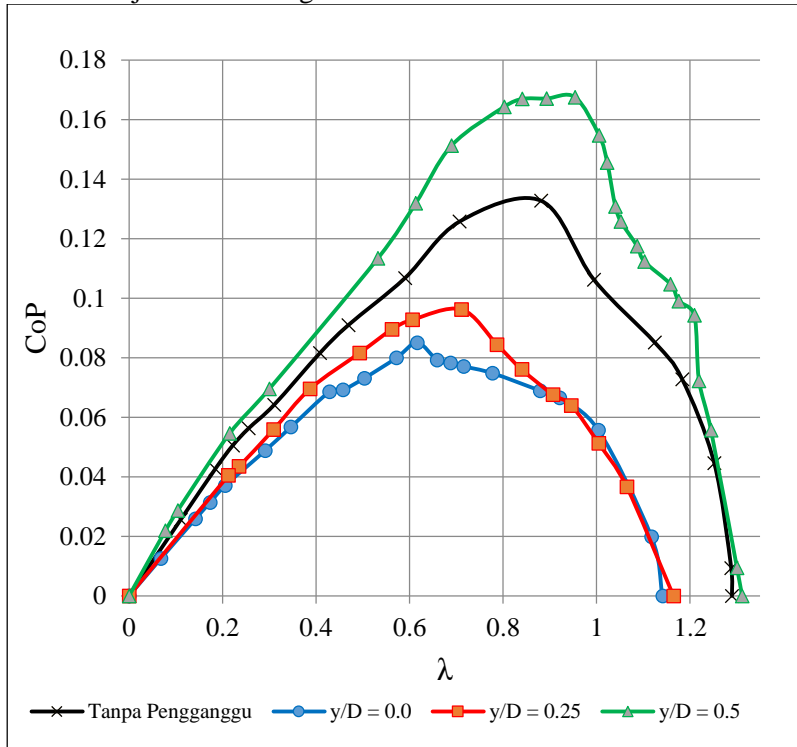
Bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ menghasilkan CoP tertinggi ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,5$. Pada jarak ini silinder yang ditempatkan di depan *returning*

blade tersebut diduga merupakan posisi paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan aliran udara menuju *advancing blade*. Hal ini akhirnya mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* sehingga selisih torsi antara kedua sudu membesar dan daya yang dihasilkan juga meningkat. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*. Namun walaupun mengalami peningkatan, selisih yang dihasilkan sangat kecil sehingga dapat dikatakan bahwa posisi ini tidak memberikan pengaruh yang signifikan. Sedangkan pada posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ menghasilkan CoP yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin yang tidak diberi pengganggu, terutama pada $y/D = 0,25$. Hal ini dikarenakan pada posisi ini diduga masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi tersebut juga diduga sedikit mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade*. Kedua hal ini diduga menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut menurun sehingga CoP yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu. Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa adanya silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan $S/D = 1,8$ pada $Re = 9,7 \times 10^4$ tidak efektif meningkatkan performa turbin.

Secara keseluruhan pada $Re = 9,7 \times 10^4$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1615. Posisi ini diduga paling efektif dibandingkan posisi yang lain untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak aliran udara menuju *advancing blade*, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat.

4.3.2.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$

Data CoP turbin angin Savonius sebagai fungsi λ dengan variasi posisi y/D 0,0; 0,25; dan 0,5 pada bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$ ditunjukkan dalam gambar 4.9.



Gambar 4. 9 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1328 saat $\lambda = 0,88$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak y/D

= 0,0 didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,0850 (0,64 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,62$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,09625 (0,725 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,71$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1676 (1,26 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,95$.

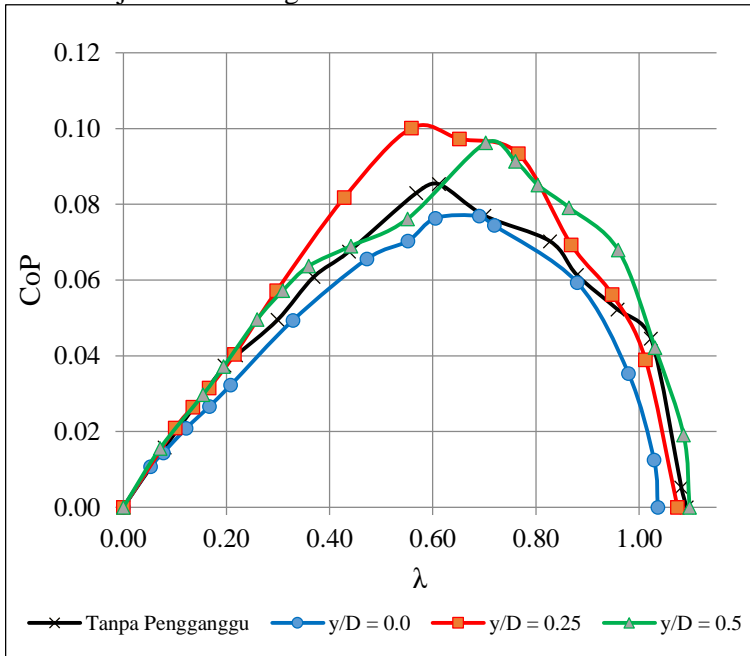
Bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ menghasilkan CoP tertinggi dengan hasil yang cukup signifikan jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,5$. Pada jarak ini diduga silinder yang ditempatkan di depan *returning blade* tersebut efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak udara menuju *advancing blade*. Hal ini akhirnya mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* sehingga selisih torsi antara kedua sudu membesar dan daya yang dihasilkan juga akan meningkat. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*. Sedangkan pada posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ diduga tidak efektif dalam meningkatkan CoP dikarenakan pada posisi ini masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi tersebut juga diduga sedikit mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade*. Kedua hal ini diduga menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut menurun sehingga CoP yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu, terutama pada posisi $y/D = 0,0$ yang berada di tengah turbin, yaitu di antara kedua sudu. Oleh karena itu, $y/D = 0,0$ menghasilkan CoP yang terendah.

Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada $Re = 1,45 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1676. Posisi ini diduga paling efektif

untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat.

4.3.2.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds $1,78 \times 10^4$

Data CoP turbin angin Savonius sebagai fungsi λ dengan variasi posisi y/D 0,0; 0,25; dan 0,5 pada bilangan Reynolds $1,78 \times 10^5$ ditunjukkan dalam gambar 4.10.



Gambar 4. 10 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,0853 saat $\lambda = 0,61$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,0$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,0769 (0,90 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,69$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,1001 (1,17 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,56$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan CoP tertinggi sebesar 0,0962 (1,13 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,70$.

Bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ menghasilkan CoP tertinggi ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,25$. Pada jarak ini diduga silinder yang ditempatkan di depan *returning blade* tersebut efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak udara yang menuju *advancing blade*. Hal ini akhirnya mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* sehingga selisih torsi antara kedua sudu membesar dan daya yang dihasilkan juga akan meningkat. Begitu juga dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,5$. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*. Sedangkan pada posisi $y/D = 0,0$ menghasilkan CoP terendah namun dengan selisih yang sangat kecil dibandingkan dengan turbin tanpa pengganggu, diduga karena pada posisi ini masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi tersebut juga diduga mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade*. Kedua hal ini diduga menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu tersebut menurun sehingga CoP yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu. Pada bilangan *Reynolds* ini, perubahan CoP yang dihasilkan tidak terlalu tinggi dibandingkan dengan yang sebelumnya yaitu $Re = 1,45 \times 10^5$ diduga karena

bilangan *Reynolds* yang terlalu tinggi menyebabkan putaran yang dihasilkan juga terlalu tinggi, sehingga turbin seolah-olah membentuk dinding solid sehingga tidak semua fluida yang mengalir dapat secara maksimal mendorong sudu turbin untuk menghasilkan torsi dinamis. Akibatnya, pemberian silinder pengganggu tidak memberikan efek yang terlalu signifikan pada nilai CoP turbin angin Savonius ini. Selain itu semakin tinggi bilangan *Reynolds*, maka *losses* yang terjadi akibat getaran juga semakin besar, sehingga pada bilangan *Reynolds* ini CoP yang dihasilkan justru menurun dibandingkan dengan bilangan *Reynolds* sebelumnya.

Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada $Re = 1,78 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,25$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1001. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat.

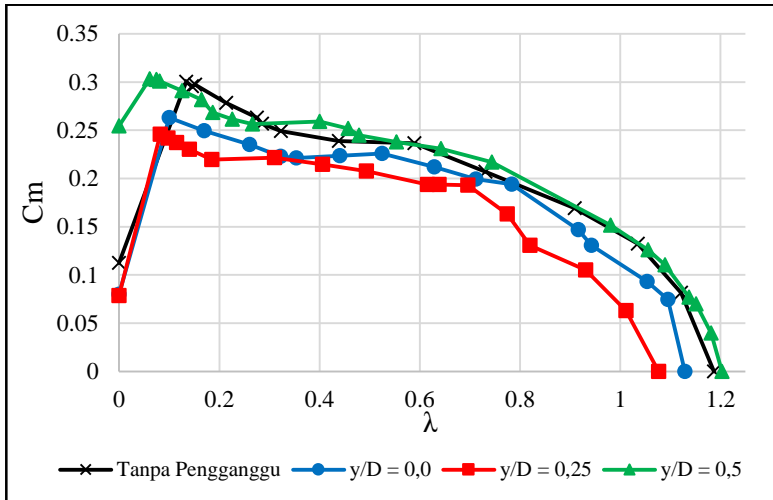
4.3.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) dengan Variasi Bilangan *Reynolds*

Coefficient of Moment (Cm) merupakan rasio antara nilai torsi yang dihasilkan turbin dengan torsi yang sebenarnya diterima akibat dari geometri turbin dan aliran fluida yang mengalir. Adapun torsi dinamis turbin dihitung dengan hasil yang ditunjukkan dari *brake dynamometer*

4.3.3.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$

Analisa *Coefficient of Moment* (Cm) dilakukan dengan membandingkan data *Coefficient of Moment* (Cm) sebagai fungsi

tip speed ratio (λ) dengan variasi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ pada bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ dapat dilihat pada gambar 4.11.



Gambar 4. 11 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,3003 saat $\lambda = 0,13$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,0$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2632 (0,88 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,1$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2458 (0,82 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,08$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,3034 (1,01 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,06$.

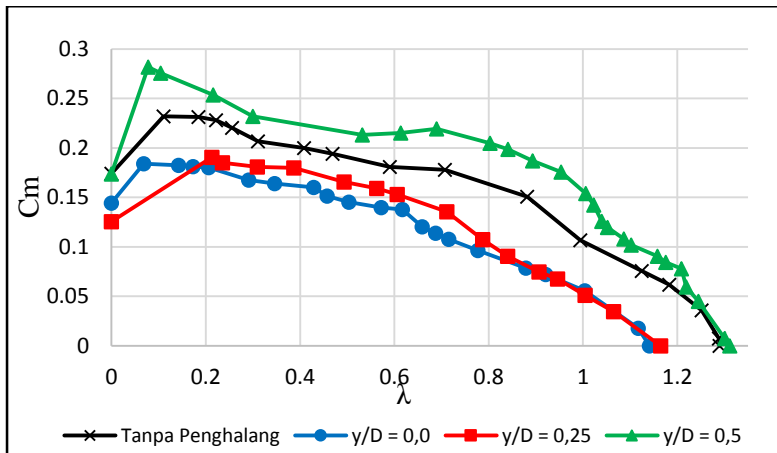
Bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ menghasilkan C_m tertinggi ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,5$. Pada jarak ini silinder yang ditempatkan di depan *returning blade* tersebut diduga dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*,

sekaligus mengarahkan lebih banyak udara ke *advancing blade*. Hal ini membuat selisih torsi antara kedua sudu membesar. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*. Namun kenaikan yang dihasilkan sangatlah kecil. Sedangkan pada posisi y/D 0,0 dan 0,25 menghasilkan C_m yang lebih rendah dibandingkan turbin yang tidak diberi silinder pengganggu, dikarenakan pada posisi ini masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi tersebut juga diduga sedikit mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade* sehingga torsi yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dan berakibat pada nilai C_m yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa penghalang.

Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada $Re = 9,7 \times 10^4$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar 0,3034. Namun kenaikan yang dihasilkan sangatlah kecil, sehingga dapat disimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* ini tidak efektif dalam meningkatkan C_m .

4.3.3.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$

Analisa *Coefficient of Moment* (C_m) dilakukan dengan membandingkan data *Coefficient of Moment* (C_m) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) dengan variasi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ pada bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ dapat dilihat pada gambar 4.12.



Gambar 4. 12 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2316 saat $\lambda = 0,05$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,0$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,1841 (0,80 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,068$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,1899 (0,74 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,17$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2817 (1,22 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,08$.

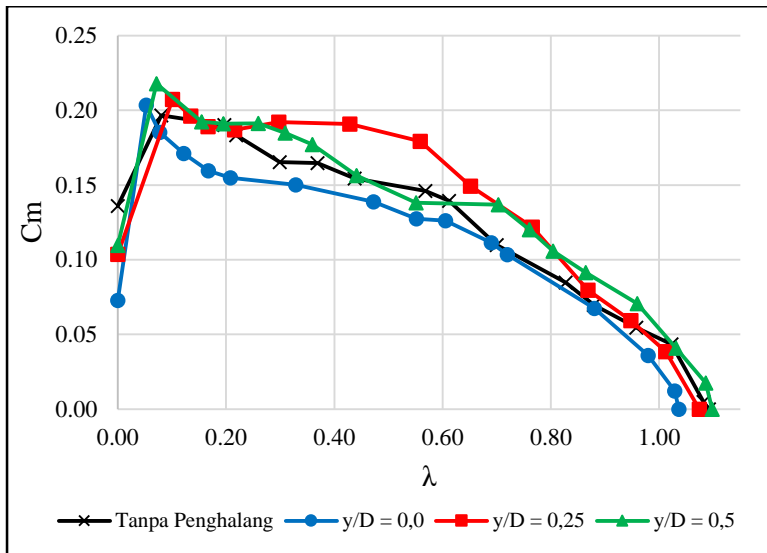
Bilangan *Reynolds* $1,45 \times 10^5$ menghasilkan C_m tertinggi ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,5$. Pada jarak ini silinder yang ditempatkan di depan *returning blade* tersebut diduga efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak udara ke *advancing blade*. Hal ini membuat selisih torsi antara kedua sudu membesar. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik

separasi dan mengurangi *pressure drop*. Sedangkan pada posisi y/D 0,0 dan 0,25 tidak efektif dalam meningkatkan C_m karena menghasilkan C_m yang lebih rendah dibandingkan turbin yang tidak diberi silinder pengganggu, diduga karena pada posisi ini masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi tersebut juga diduga sedikit mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade* sehingga torsi yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dan berakibat pada nilai C_m yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin tanpa penghalang.

Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada $Re = 1,45 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar 0,2817. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan gaya *drag* pada *returning blade* dan menghasilkan torsi dinamis yang lebih besar sehingga C_m pun meningkat.

4.3.3.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds $1,78 \times 10^5$

Analisa *Coefficient of Moment* (C_m) dilakukan dengan membandingkan data *Coefficient of Moment* (C_m) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) dengan variasi $y/D = 0,0$; $0,25$; dan $0,5$ pada bilangan Reynolds $1,78 \times 10^5$ dapat dilihat pada gambar 4.13.



Gambar 4.13 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$

Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,1967 saat $\lambda = 0,08$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,0$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2036 (1,03 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,05$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,25$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2074 (1,05 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,1$. Pada turbin dengan silinder pengganggu pada jarak $y/D = 0,5$ didapatkan C_m tertinggi sebesar 0,2178 (1,11 kali dari turbin tanpa pengganggu) pada $\lambda = 0,07$.

Pada bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$, pemberian silinder pengganggu mampu meningkatkan nilai C_m namun dengan selisih yang tidak terlalu besar. C_m tertinggi dicapai ketika diberi silinder pengganggu yang diletakkan pada jarak $y/D = 0,5$. Pada jarak ini silinder yang ditempatkan di depan *returning blade* tersebut diduga efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*

yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak aliran udara menuju *advancing blade*. Hal ini membuat selisih torsi antara kedua sudu membesar dan daya yang dihasilkan juga akan meningkat. Hasil ini sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Triyogi et al bahwa pemberian silinder pengganggu dapat menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop*. Sedangkan pada posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ diduga tidak terlalu efektif dalam meningkatkan C_m , dikarenakan pada posisi ini masih ada aliran udara yang mengenai *returning blade* sehingga pengurangan gaya *drag* pada *returning blade* tidak terlalu tinggi. Selain itu, pada posisi $y/D = 0,0$ juga diduga sedikit mengganggu aliran udara yang menuju ke *advancing blade* sehingga torsi yang dihasilkan secara keseluruhan lebih rendah dan berakibat pada peningkatan nilai C_m yang kecil dibandingkan dengan turbin tanpa penghalang. Perbedaan C_m yang tidak terlalu signifikan ini diduga karena bilangan *Reynolds* yang terlalu tinggi menyebabkan putaran yang dihasilkan juga terlalu tinggi, sehingga turbin seolah-olah membentuk dinding *solid* sehingga tidak semua fluida yang mengalir dapat secara maksimal mendorong sudu turbin untuk menghasilkan torsi dinamis. Akibatnya, pemberian silinder pengganggu tidak memberikan efek yang terlalu signifikan pada nilai C_m turbin angin Savonius ini.

Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada $Re = 1,78 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar $0,2178$. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan gaya *drag* pada *returning blade* dan menghasilkan torsi dinamis yang lebih besar sehingga C_m pun meningkat.

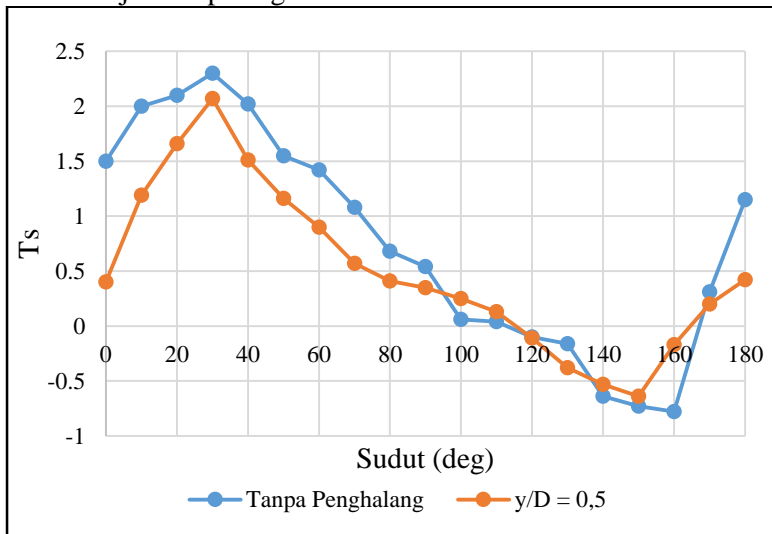
4.3.4 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut dengan Variasi Bilangan *Reynolds*

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur torsi statis dari turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu saat posisi turbin

angin Savonius di $0^\circ - 180^\circ$ dengan tiap kenaikan 10° dan menggunakan bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$ pada posisi $y/D = 0,5$. Hal ini dilakukan untuk mengetahui kemampuan *self starting* turbin ketika berada pada posisi sudut tertentu. Torsi statis turbin angin Savonius diukur dengan menggunakan *torquemeter*.

4.3.4.1 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$

Data hasil pengukuran torsi statis turbin angin Savonius sebagai fungsi sudut pada $y/D = 0,5$ dan bilangan *Reynolds* $9,7 \times 10^4$ ditunjukkan pada gambar 4.14.



Gambar 4. 14 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 9,7 \times 10^4$

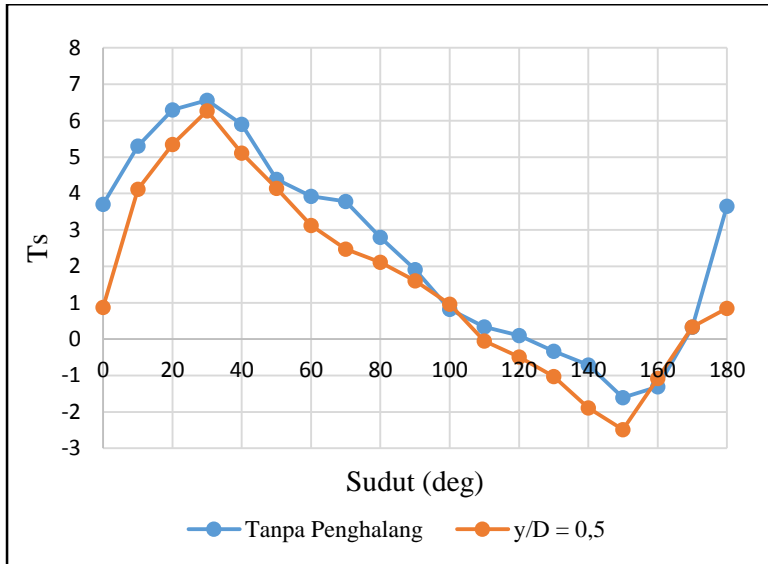
Dari gambar 4.14 dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_{s0} sebesar 2,3 Ncm dan terendah pada 160° sebesar -0,78. Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu yang

diletakkan pada posisi $y/D = 0,5$, self starting terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_s sebesar 2,07 (0,9 kali dari turbin tanpa pengganggu) dan terendah pada sudut 150° sebesar -0,64 Ncm (1,22 kali dari turbin tanpa pengganggu). Pada sudut 30° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih banyak dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* yang lebih besar sehingga torsi statis yang dihasilkan juga lebih tinggi. Sedangkan pada sudut 150° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih sedikit dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* negatif sehingga torsi statis yang dihasilkan juga bernilai negatif.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat dilihat bahwa pemberian silinder pengganggu mengurangi kemampuan *self starting* turbin tersebut. Hal ini diduga karena gaya akibat dari aliran udara yang bergerak menuju turbin menabrak silinder pengganggu terlebih dahulu sebelum mengenai sudu turbin, sehingga dibutuhkan gaya yang lebih besar untuk mendorong sudu turbin dan mencapai nilai dimana turbin tersebut akhirnya dapat melakukan *self starting*.

4.3.4.2 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$

Data hasil pengukuran torsi statis turbin angin Savonius sebagai fungsi sudut pada $y/D = 0,5$ dan bilangan Reynolds $1,45 \times 10^5$ ditunjukkan pada gambar 4.15.



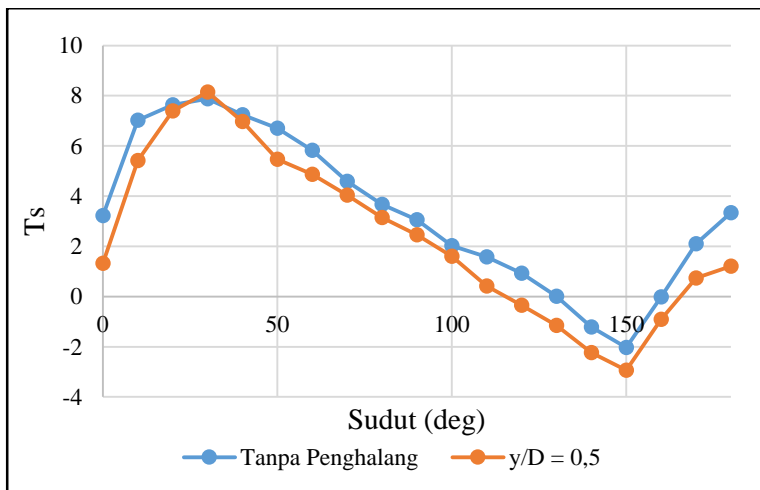
Gambar 4. 15 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,45 \times 10^5$

Dari gambar 4.15 dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_{s0} sebesar 6,56 Ncm dan terendah pada 160° sebesar -1,61. Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada posisi $y/D = 0,5$, *self starting* terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_s sebesar 6,27 (0,96 kali dari turbin tanpa pengganggu) dan terendah pada sudut 150° sebesar -2,49 Ncm (0,65 kali dari turbin tanpa pengganggu). Pada sudut 30° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih banyak dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* yang lebih besar sehingga torsi statis yang dihasilkan juga lebih tinggi. Sedangkan pada sudut 150° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih sedikit dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* yang negatif sehingga torsi statis yang dihasilkan juga bernilai negatif.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat dilihat bahwa pemberian silinder pengganggu mengurangi kemampuan *self starting* turbin tersebut. Hal ini diduga karena gaya akibat dari aliran udara yang bergerak menuju turbin menabrak silinder pengganggu terlebih dahulu sebelum mengenai sudu turbin, sehingga dibutuhkan gaya yang lebih besar untuk mendorong sudu turbin dan mencapai nilai dimana turbin tersebut akhirnya dapat melakukan *self starting*.

4.3.4.3 Analisa Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) = 0,5 terhadap Torsi Statis (T_s) Turbin Angin Savonius sebagai Fungsi Sudut pada Bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$

Data hasil pengukuran torsi statis turbin angin Savonius sebagai fungsi sudut pada $y/D = 0,5$ dan bilangan *Reynolds* $1,78 \times 10^5$ ditunjukkan pada gambar 4.16.



Gambar 4. 16 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius (T_s) Sebagai Fungsi Sudut pada $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,78 \times 10^5$

Dari gambar 4.16 dapat dilihat bahwa pada turbin tanpa silinder pengganggu, *self starting* tertinggi terdapat pada sudut 30°

dengan nilai T_{s0} sebesar 7,88 Ncm dan terendah pada 160° sebesar -2,03. Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada posisi $y/D = 0,5$, *self starting* terdapat pada sudut 30° dengan nilai T_s sebesar 8,15 Ncm (1,03 kali dari turbin tanpa pengganggu) dan terendah pada sudut 150° sebesar -2,94 Ncm (0,69 kali dari turbin tanpa pengganggu). Pada sudut 30° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih banyak dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* yang lebih besar sehingga torsi statis yang dihasilkan juga lebih tinggi. Sedangkan pada sudut 150° , angin yang menabrak sisi *advancing blade* lebih sedikit dibanding sisi *returning blade*. Pada posisi tersebut dihasilkan selisih gaya *drag* yang negatif sehingga torsi statis yang dihasilkan juga negatif.

Berdasarkan hasil percobaan tersebut dapat dilihat bahwa pemberian silinder pengganggu secara keseluruhan mengurangi kemampuan *self starting* turbin tersebut, kecuali pada sudut 30° , yaitu sudut dengan torsi statis tertinggi, terjadi kenaikan namun dengan selisih yang sangat kecil. Hal ini diduga karena gaya akibat dari aliran udara yang bergerak menuju turbin menabrak silinder pengganggu terlebih dahulu sebelum mengenai sudu turbin, sehingga dibutuhkan gaya yang lebih besar untuk mendorong sudu turbin dan mencapai nilai dimana turbin tersebut akhirnya dapat melakukan *self starting*.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini, yaitu pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan $d/D = 0,2$, dan $S/D = 1,8$, dapat diambil beberapa kesimpulan yaitu sebagai berikut:

1. Tidak semua variasi posisi y/D mampu meningkatkan performa turbin angin Savonius. Hal ini dibuktikan dengan peningkatan pada putaran (n), *coefficient of power* (CoP), *coefficient of moment* (Cm), dan torsi statis (Ts) hanya di posisi y/D tertentu saja, sedangkan pada y/D yang lainnya terjadi penurunan performa turbin angin Savonius.
2. Pemberian silinder pengganggu pada posisi di depan *returning blade* justru mengurangi putaran turbin angin Savonius, kecuali pada posisi $Re = 1,78 \times 10^5$ terjadi kenaikan putaran namun dengan selisih yang sangat kecil. Kenaikan tertinggi terjadi pada $Re = 1,78 \times 10^5$ dan $y/D = 0,5$ yaitu sebesar 1,04 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu.
3. Posisi silinder pengganggu yang paling efektif untuk meningkatkan *coefficient of power* adalah pada $y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* $= 1,45 \times 10^5$, dimana CoP yang dihasilkan mencapai 0,1676 dengan kenaikan sebesar 1,26 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu.
4. *Coefficient of moment* tertinggi dihasilkan oleh posisi $y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* $= 9,7 \times 10^4$ yaitu sebesar 0,3034 dengan kenaikan sebesar 1,01 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Namun, peningkatan *coefficient of moment* tertinggi adalah pada $y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* $= 1,45 \times 10^5$, dimana Cm yang dihasilkan mencapai 0,2817 dengan kenaikan sebesar 1,22 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu.
5. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* secara keseluruhan mengurangi nilai torsi statis turbin angin

Savonius. Hal ini berarti kemampuan *self starting* turbin tersebut menurun ketika diberikan silinder pengganggu. Pada pemberian silinder pengganggu, kenaikan torsi statis tertinggi hanya terjadi pada $Re = 1,78 \times 10^5$ namun hanya sebesar 1,03 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

6. Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa pada konfigurasi $d/D = 0,2$, dan $S/D = 1,8$, posisi silinder pengganggu yang paling optimal untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius adalah pada $y/D = 0,5$ dengan $Re = 1,45 \times 10^5$.

5.2 Saran

Pada penelitian ini penulis memiliki beberapa saran yang dapat dilakukan untuk perbaikan ke depannya. Adapun saran tersebut yaitu sebagai berikut:

1. Memperhatikan keseimbangan dan kekuatan penyangga turbin untuk meminimalisir *losses* akibat getaran yang terjadi.
2. Memperbaiki metode penelitian yang dilakukan yaitu penelitian pada 1 kondisi yang serupa.
3. Memperhatikan pengukuran torsi dinamis dengan *brake dynamometer*, karena sering terjadi *slip* pada benang.

DAFTAR PUSTAKA

- Akwa, J.V., Horacio, A.V., dan Adriane, P.P., March 2012. **A Review on The Performance of Savonius Wind Turbines**. Renewable and Sustainable Energy Review 16 (2012) 3054-3064.
- Al-Shemmeri, T. 2010. *Wind Turbines : First Edition*. Ventus Publishing ApS.
- Altan, B.D., Atilgan, M., dan Ozdamar, A., June 2008. **An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining**. Experimental Thermal and Fluid Science 32, pp.1673-1678.
- Bayu, Satria. 2017. **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade Turbin Angin Savonius terhadap Performa Turbin**. “Studi Kasus untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu terhadap Diameter Turbin (d/D) = 0,2, $S/D = 1,5 < S/D < 2,4$, dan Variasi Bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$, $9,0 \times 10^4$ ”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Daryanto, Y., 2007. **Kajian Potensi Angin untuk Pembangkit Listrik Tenaga Bayu**. Balai PPTAGG – UPT – LAGG.
- Fox R.W., McDonald A.T., dan Pritchard, Philip J. 2011. *Introduction to Fluid Mechanics Edisi 8*. New York City: John Wiley and Sons, Inc.
- Hemami, Ahmad. 2012. **Wind Turbine Technology**. USA: Cengage Learning.
- Incropera Frank P., David P. Dewitt. 2011. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer seventh edition**. New York City: John Wiley and Sons, Inc.
- Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM). 2016. **Outlook Energi Indonesia 2016**. Jakarta : Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM).
- Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM). 2017. **Outlook Energi Indonesia 2017**. Jakarta : Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM).

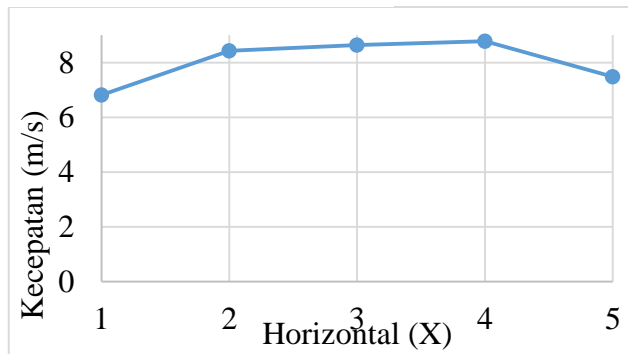
- N.H. Mahmoud et al. **An Experimental Study on Improvement of Savonius Rotor Performance.** *Renewable Energy* 35 (2010) 2618-2626
- Triyogi Y., D, Suprayogi., E, Spirda. 2009. **Reducing The Drag on A Circular Sylinder by Upstream Installation of An I-Type Bluff Body as Passive Control.** JMES1543, 2291-2296. DOI:10.1243/09544062JMES1543
- Triyogi Y., Abdul L., Nabila P.P. dkk. 2017. **The Effect of Width of Single Curtain on The Performance of Savonius Wind Turbine.** AIP Conference Proceeding, Vol 1983, Issue 1, 2018, pp. 020023-1 – 020023-5
- Triyogi Y., Abdul L., Nabila P.P. dkk. 2017. **Numerical Study on The Effect of Width of Single Curtain on The Performance of Savonius Wind Turbine.** Matec Web of Conference, Vol 154, 01110 (2018), pp. 1-3
- Tsutsui, T., Igarashi, T. 2002. **Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream.** Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamic, Vol 90, Page Paper 527-541.

LAMPIRAN

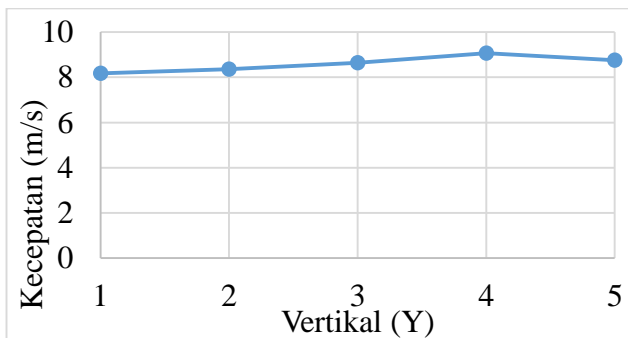
Tabel A1. Data *uniformity*

Titik	Kecepatan (m/s)	
	Horizontal (X)	Vertikal (Y)
1.	6,82	8,18
2.	8,43	8,36
3.	8,64	8,64
4.	8,78	9,07
5.	7,49	8,76
Rata-rata	8,032	8,602

Vertikal	Horizontal					
		1	2	3	4	5
	A	A1	A2	A3	A4	A5
	B	B1	B2	B3	B4	B5
	C	C1	C2	C3	C4	C5
	D	D1	D2	D3	D4	D5
	E	E1	E2	E3	E4	E5



Gambar A1. Grafik Keseragaman Aliran pada posisi Horizontal (X)



Gambar A2. Grafik Keseragaman Aliran pada posisi Vertikal (Y)

Tabel A2. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* = $9,7 \times 10^4$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	374.6	39.20	0	0.0	1.1772	1.19	0.0000	0.0000	0.0000
28.2	353.9	37.04	15	190.0	1.1772	1.12	0.0163	0.0914	0.0815
28.2	303.4	31.75	18	333.3	1.1772	0.96	0.0294	0.1411	0.1468
28.2	287.0	30.04	20	383.3	1.1772	0.91	0.0339	0.1539	0.1691
28.2	230.7	24.15	35	480.0	1.1772	0.73	0.0415	0.1515	0.2072
28.2	185.9	19.46	45	553.3	1.1772	0.59	0.0474	0.1394	0.2367
28.2	138.5	14.49	50	563.3	1.1772	0.44	0.0478	0.1049	0.2390
28.2	101.9	10.67	65	600.0	1.1772	0.32	0.0499	0.0805	0.2491
28.2	89.9	9.41	75	626.7	1.1772	0.28	0.0514	0.0732	0.2568
28.2	86.8	9.09	85	650.0	1.1772	0.28	0.0527	0.0724	0.2630
28.2	67.5	7.06	105	702.7	1.1772	0.21	0.0557	0.0595	0.2782
28.2	47.9	5.02	135	773.3	1.1772	0.15	0.0595	0.0452	0.2972
28.2	45.9	4.80	145	780.0	1.1772	0.15	0.0592	0.0430	0.2956
28.2	42.3	4.42	155	800.0	1.1772	0.13	0.0601	0.0402	0.3003
28.2	0.0	0.00	185	426.7	1.1772	0.00	0.0225	0.0000	0.1125

Tabel A3. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* = $1,45 \times 10^5$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
28.2	609.2	63.76	0	0.0	1.1772	1.29	0.0000	0.0000	0.0000
28.2	608.4	63.68	15	50.0	1.1772	1.29	0.0033	0.0094	0.0073
28.2	591.3	61.88	35	206.7	1.1772	1.25	0.0160	0.0446	0.0357
28.2	558.8	58.49	55	351.3	1.1772	1.18	0.0276	0.0728	0.0616
28.2	531.3	55.60	75	439.3	1.1772	1.12	0.0340	0.0851	0.0757

28.2	469.7	49.16	95	609.3	1.1772	0.99	0.0479	0.1062	0.1068
28.2	416.4	43.58	115	840.0	1.1772	0.88	0.0676	0.1328	0.1506
28.2	334.0	34.96	135	991.3	1.1772	0.71	0.0798	0.1258	0.1779
28.2	278.8	29.18	195	1066.0	1.1772	0.59	0.0812	0.1068	0.1809
28.2	221.6	23.19	215	1148.7	1.1772	0.47	0.0870	0.0910	0.1940
28.2	192.9	20.19	235	1197.0	1.1772	0.41	0.0897	0.0816	0.1998
28.2	146.7	15.35	255	1250.7	1.1772	0.31	0.0928	0.0642	0.2068
28.2	120.8	12.64	275	1334.7	1.1772	0.26	0.0988	0.0563	0.2201
28.2	104.8	10.96	295	1392.0	1.1772	0.22	0.1022	0.0505	0.2279
28.2	87.1	9.11	315	1428.7	1.1772	0.18	0.1038	0.0426	0.2313
28.2	52.1	5.45	335	1451.0	1.1772	0.11	0.1040	0.0256	0.2318
28.2	0.0	0.00	385	1223.3	1.1772	0.00	0.0781	0.0000	0.1742

Tabel A4. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Bilangan $Reynolds = 1,78 \times 10^5$

T	n _{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S _{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	T _d (Nm)	CoP	C _m
28.2	632.9	66.24	0	0.0	1.1772	1.09	0.0000	0.0000	0.0000
28.2	626.9	65.62	15	50.0	1.1772	1.08	0.0033	0.0052	0.0048
28.2	592.9	62.06	35	350.0	1.1772	1.02	0.0294	0.0445	0.0435
28.2	555.2	58.11	55	450.0	1.1772	0.96	0.0368	0.0523	0.0545
28.2	509.7	53.35	95	600.0	1.1772	0.88	0.0471	0.0613	0.0697
28.2	479.4	50.17	135	750.0	1.1772	0.83	0.0573	0.0702	0.0849
28.2	405.8	42.47	195	991.7	1.1772	0.70	0.0742	0.0770	0.1100
28.2	354.6	37.11	215	1225.0	1.1772	0.61	0.0941	0.0853	0.1394
28.2	329.2	34.45	235	1293.3	1.1772	0.57	0.0986	0.0830	0.1461
28.2	253.5	26.53	255	1373.3	1.1772	0.44	0.1042	0.0675	0.1544
28.2	213.9	22.39	275	1468.3	1.1772	0.37	0.1112	0.0608	0.1647

28.2	173.4	18.14	295	1493.3	1.1772	0.30	0.1117	0.0495	0.1654
28.2	126.7	13.27	335	1663.3	1.1772	0.22	0.1238	0.0401	0.1834
28.2	113.9	11.92	355	1733.3	1.1772	0.20	0.1285	0.0374	0.1903
28.2	46.4	4.85	395	1820.0	1.1772	0.08	0.1328	0.0157	0.1967
28.2	0.0	0.00	415	1400.0	1.1772	0.00	0.0918	0.0000	0.1360

Tabel A5. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,0$) pada Bilangan $Reynolds = 9,7 \times 10^4$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	356.2	37.28	0	0.0	1.1802	1.13	0.0000	0.0000	0.0000
29.1	345.6	36.18	15	175.0	1.1753	1.10	0.0149	0.0817	0.0746
29.1	332.5	34.81	25	225.0	1.1753	1.05	0.0186	0.0983	0.0933
29.1	297.4	31.13	30	310.0	1.1753	0.94	0.0261	0.1231	0.1306
28.9	289.2	30.27	35	350.0	1.1760	0.92	0.0294	0.1345	0.1468
28.9	247.2	25.87	45	461.7	1.1760	0.78	0.0388	0.1521	0.1942
28.9	224.7	23.52	47	475.0	1.1760	0.71	0.0399	0.1421	0.1995
28.9	198.5	20.77	55	510.0	1.1760	0.63	0.0424	0.1334	0.2120
28.9	165.7	17.34	65	550.0	1.1760	0.53	0.0452	0.1187	0.2260
28.9	139.0	14.55	70	550.0	1.1760	0.44	0.0447	0.0985	0.2237
28.9	111.6	11.68	75	550.0	1.1760	0.35	0.0443	0.0783	0.2214
28.9	101.6	10.64	85	563.3	1.1760	0.32	0.0446	0.0718	0.2229
28.9	82.1	8.59	95	600.0	1.1760	0.26	0.0471	0.0612	0.2353
28.9	53.6	5.61	115	650.0	1.1760	0.17	0.0499	0.0424	0.2493
28.8	31.6	3.30	135	700.0	1.1763	0.10	0.0527	0.0263	0.2632
28.8	0.0	0.00	155	326.7	1.1763	0.00	0.0160	0.0000	0.0800

Tabel A6. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,25$) pada Bilangan *Reynolds* = $9,7 \times 10^4$

T	\bar{n}_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	\bar{s}_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	339.8	35.57	0	0.0	1.2771	1.08	0.0000	0.0000	0.0000
29.5	319.2	33.41	15	150.0	1.1739	1.01	0.0126	0.0638	0.0630
29.5	293.9	30.76	25	250.0	1.1739	0.93	0.0210	0.0978	0.1050
29.5	258.6	27.07	45	325.0	1.1739	0.82	0.0261	0.1071	0.1307
29.5	244.4	25.58	55	404.7	1.1739	0.77	0.0326	0.1265	0.1632
29.5	219.6	22.99	75	488.3	1.1739	0.70	0.0385	0.1343	0.1930
29.5	201.4	21.08	85	500.0	1.1739	0.64	0.0387	0.1236	0.1938
29.5	194.1	20.32	95	510.0	1.1739	0.62	0.0387	0.1192	0.1938
29.5	155.6	16.29	105	550.0	1.1739	0.49	0.0415	0.1025	0.2078
29.5	128.0	13.40	115	575.0	1.1739	0.41	0.0429	0.0872	0.2148
29.5	97.8	10.23	125	600.0	1.1739	0.31	0.0443	0.0687	0.2218
29.5	58.4	6.11	135	605.3	1.1739	0.19	0.0438	0.0406	0.2196
29.5	44.2	4.62	145	638.3	1.1739	0.14	0.0460	0.0322	0.2303
29.5	36.2	3.79	165	673.3	1.1739	0.11	0.0474	0.0272	0.2373
29.5	30.8	3.22	175	693.3	1.1739	0.10	0.0483	0.0236	0.2420
29.4	26.0	2.72	185	711.7	1.1742	0.08	0.0491	0.0202	0.2458
29.4	0.0	0.00	205	373.3	1.1742	0.00	0.0157	0.0000	0.0786

Tabel A7. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,5$) pada Bilangan *Reynolds* = $9,7 \times 10^4$

T	\bar{n}_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	\bar{s}_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	379.7	39.74	0	0.0	1.1802	1.20	0.0000	0.0000	0.0000

29.4	372.8	39.02	15	100.0	1.1742	1.18	0.0079	0.0469	0.0397
29.4	363.3	38.03	25	175.0	1.1742	1.15	0.0140	0.0806	0.0700
29.4	358.8	37.55	35	200.0	1.1742	1.14	0.0154	0.0876	0.0770
29.4	343.7	35.97	45	281.7	1.1742	1.09	0.0221	0.1203	0.1105
29.4	333.0	34.86	55	325.0	1.1742	1.06	0.0252	0.1330	0.1260
29.4	309.4	32.38	75	400.0	1.1742	0.98	0.0303	0.1487	0.1517
29.3	234.8	24.58	135	600.0	1.17455	0.74	0.0433	0.1615	0.2170
29.3	202.6	21.21	155	650.0	1.17455	0.64	0.0461	0.1483	0.2310
29.3	174.6	18.28	165	675.0	1.17455	0.55	0.0475	0.1317	0.2380
29.3	151.2	15.82	175	700.0	1.17455	0.48	0.0489	0.1174	0.2450
29.3	144.2	15.10	185	725.0	1.17455	0.46	0.0503	0.1152	0.2520
29.3	126.2	13.21	195	750.0	1.17455	0.40	0.0517	0.1036	0.2590
29.3	83.9	8.78	200	750.0	1.17455	0.27	0.0513	0.0683	0.2566
29.4	71.2	7.45	215	775.0	1.1742	0.23	0.0522	0.0590	0.2614
29.4	59.0	6.18	225	800.0	1.1742	0.19	0.0536	0.0502	0.2684
29.4	52.0	5.44	235	838.3	1.1742	0.16	0.0562	0.0464	0.2816
29.4	39.6	4.15	265	888.3	1.1742	0.13	0.0581	0.0365	0.2909
29.4	25.6	2.68	305	950.0	1.1742	0.08	0.0601	0.0244	0.3010
29.4	23.6	2.47	315	963.3	1.1742	0.07	0.0604	0.0226	0.3026
29.4	19.3	2.02	325	975.0	1.1742	0.06	0.0606	0.0185	0.3034
29.4	0.0	0.00	335	880.0	1.1742	0.00	0.0508	0.0000	0.2544

Tabel A8. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,0$) pada Bilangan $Reynolds = 1,45 \times 10^5$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s_{rata2} (gr)	ρ (kg/m^3)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	539.1	56.42	0	0.0	1.1802	1.14	0.0000	0.0000	0.0000

31.2	527.7	55.24	15	100.0	1.1679	1.12	0.0079	0.0199	0.0178
31.1	474.2	49.63	35	300.0	1.1683	1.00	0.0247	0.0557	0.0555
31.1	435.1	45.54	55	400.0	1.1683	0.92	0.0322	0.0665	0.0722
30.9	415.2	43.46	75	450.0	1.1690	0.88	0.0349	0.0690	0.0785
30.9	367.2	38.44	115	575.0	1.1690	0.78	0.0429	0.0748	0.0962
30.9	338.0	35.38	135	650.0	1.1690	0.72	0.0480	0.0771	0.1077
30.3	324.8	34.00	155	700.0	1.1711	0.69	0.0508	0.0783	0.1138
30.8	311.2	32.57	175	750.0	1.1693	0.66	0.0536	0.0792	0.1203
30.5	291.3	30.49	215	875.0	1.1704	0.62	0.0615	0.0850	0.1379
30.8	270.2	28.28	235	903.3	1.1693	0.57	0.0623	0.0799	0.1398
30.8	237.7	24.88	255	950.0	1.1693	0.50	0.0648	0.0731	0.1454
30.1	216.0	22.61	275	1000.0	1.1718	0.46	0.0676	0.0692	0.1513
30.1	202.6	21.20	295	1061.7	1.1718	0.43	0.0714	0.0686	0.1600
30.2	163.5	17.11	315	1100.0	1.1714	0.35	0.0732	0.0567	0.1639
30.1	137.4	14.39	335	1138.3	1.1718	0.29	0.0749	0.0488	0.1677
29.8	97.2	10.18	375	1238.3	1.1728	0.21	0.0805	0.0371	0.1800
29.9	81.8	8.56	395	1263.3	1.1725	0.17	0.0809	0.0314	0.1811
30.1	67.2	7.03	415	1288.3	1.1718	0.14	0.0814	0.0259	0.1823
30.2	32.2	3.37	495	1376.7	1.1714	0.07	0.0822	0.0125	0.1841
29.8	0.0	0.00	515	1206.7	1.1728	0.00	0.0645	0.0000	0.1442

Tabel A9. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,25$) pada Bilangan *Reynolds* = $1,45 \times 10^5$

T	n _{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S _{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	550.1	57.57	0	0.0	1.1802	1.16	0.0000	0.0000	0.0000
29.5	502.9	52.64	35	200.0	1.1739	1.06	0.0154	0.0366	0.0344

29.3	474.5	49.66	55	300.0	1.1746	1.00	0.0228	0.0512	0.0510
29.3	446.8	46.77	75	400.0	1.1746	0.95	0.0303	0.0640	0.0677
29.3	428.2	44.82	95	453.3	1.1746	0.91	0.0334	0.0676	0.0746
29.3	396.8	41.53	115	550.0	1.1746	0.84	0.0405	0.0761	0.0906
29.3	371.8	38.92	135	650.0	1.1746	0.79	0.0480	0.0844	0.1072
29.3	335.9	35.16	175	825.0	1.1746	0.71	0.0606	0.0962	0.1353
29.3	286.3	29.97	215	950.0	1.1746	0.61	0.0685	0.0928	0.1530
29.2	265.7	27.81	235	1000.0	1.1749	0.56	0.0713	0.0896	0.1592
29.2	232.9	24.37	255	1050.0	1.1749	0.49	0.0741	0.0816	0.1655
29.2	182.8	19.13	275	1138.3	1.1749	0.39	0.0805	0.0695	0.1797
29.2	146.0	15.28	295	1163.3	1.1749	0.31	0.0809	0.0559	0.1807
29.1	111.2	11.64	315	1203.3	1.1753	0.24	0.0828	0.0435	0.1848
29.1	100.5	10.52	335	1250.0	1.1753	0.21	0.0853	0.0405	0.1904
28.9	0.0	0.00	435	1038.3	1.1760	0.00	0.0562	0.0000	0.1255

Tabel A10. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,5$) pada Bilangan *Reynolds* = $1,45 \times 10^5$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	619.4	64.83	0	0	1.1802	1.31	0.0000	0.0000	0.0000
29.1	614.2	64.29	15	50	1.1753	1.30	0.0033	0.0095	0.0073
29.1	588.0	61.54	35	250	1.1753	1.24	0.0200	0.0557	0.0447
29.1	575.9	60.28	55	340	1.1753	1.22	0.0266	0.0723	0.0593
28.9	571.1	59.78	75	450	1.1760	1.21	0.0349	0.0943	0.0780
28.9	555.5	58.14	95	500	1.1760	1.18	0.0377	0.0990	0.0842
28.7	547.1	57.26	115	550	1.1767	1.16	0.0405	0.1047	0.0904
28.9	520.7	54.50	135	625	1.1760	1.10	0.0457	0.1123	0.1019

28.8	513.4	53.73	155	675	1.1763	1.09	0.0485	0.1175	0.1081
28.8	497.0	52.01	175	750	1.1763	1.05	0.0536	0.1258	0.1195
28.8	491.3	51.43	195	800	1.1763	1.04	0.0564	0.1308	0.1258
28.8	483.1	50.56	215	900	1.1763	1.02	0.0638	0.1456	0.1424
28.8	475.0	49.72	235	975	1.1763	1.01	0.0690	0.1547	0.1538
28.8	450.6	47.16	255	1100	1.1763	0.95	0.0787	0.1676	0.1757
28.8	421.9	44.16	275	1175	1.1763	0.89	0.0839	0.1671	0.1871
28.8	397.3	41.58	295	1250	1.1763	0.84	0.0890	0.1670	0.1985
28.8	379.1	39.68	315	1300	1.1763	0.80	0.0918	0.1644	0.2048
28.8	325.9	34.11	345	1400	1.1763	0.69	0.0983	0.1513	0.2193
28.8	289.6	30.31	365	1400	1.1763	0.61	0.0965	0.1319	0.2152
28.8	251.4	26.31	375	1400	1.1763	0.53	0.0955	0.1134	0.2131
28.8	141.8	14.84	435	1550	1.1763	0.30	0.1039	0.0696	0.2318
28.8	101.8	10.65	455	1675	1.1763	0.22	0.1137	0.0546	0.2536
28.8	49.2	5.15	475	1800	1.1763	0.10	0.1235	0.0287	0.2755
28.8	36.7	3.84	495	1850	1.1763	0.08	0.1263	0.0219	0.2817
28.8	0.0	0.00	515	1350	1.1763	0.00	0.0778	0.0000	0.1736

Tabel A11. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,0$) pada Bilangan *Reynolds* = $1,78 \times 10^5$

T	n _{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S _{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	T _d (Nm)	CoP	Cm
27.7	635.5	66.51	0	0.0	1.1802	0.98	0.0252	0.0353	0.0360
29.3	630.9	66.04	15	100.0	1.1746	0.88	0.0471	0.0593	0.0674
29.3	578.1	60.51	55	325.0	1.1746	0.80	0.0550	0.0627	0.0787
29.3	519.5	54.38	95	600.0	1.1746	0.72	0.0722	0.0744	0.1034
29.5	424.5	44.43	175	950.0	1.1739	0.61	0.0881	0.0763	0.1261

29.5	407.2	42.62	215	1050.0	1.1739	0.55	0.0890	0.0703	0.1275
29.5	357.2	37.39	255	1200.0	1.1739	0.47	0.0969	0.0656	0.1388
29.5	325.6	34.08	295	1250.0	1.1739	0.33	0.1048	0.0494	0.1502
29.5	278.7	29.17	335	1375.0	1.1739	0.21	0.1081	0.0323	0.1548
29.5	194.1	20.31	375	1500.0	1.1739	0.17	0.1114	0.0266	0.1595
29.5	122.9	12.87	415	1575.0	1.1739	0.15	0.1216	0.0260	0.1742
29.5	98.5	10.31	455	1650.0	1.1739	0.12	0.1194	0.0208	0.1711
29.5	71.8	7.52	535	1816.7	1.1739	0.05	0.1421	0.0107	0.2035
29.5	45.7	4.79	585	1973.3	1.1739	0.00	0.0508	0.0000	0.0727
29.5	31.1	3.25	625	2150.0	1.1739	0.05	0.1421	0.0112	0.2251
29.5	0.0	0.00	665	1210.0	1.1739	0.00	0.0508	0.0000	0.0804

Tabel A12. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,25$) pada Bilangan *Reynolds* = $1,78 \times 10^5$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S_{rata2} (gr)	ρ (kg/m^3)	λ	T_d (Nm)	CoP	Cm
27.7	640.2	67.01	0	0.0	1.1802	1.01	0.0000	0.0000	0.0000
28.1	603.3	63.14	55	350.0	1.1788	0.95	0.0275	0.0390	0.0385
28.1	564.6	59.10	95	550.0	1.1788	0.89	0.0424	0.0562	0.0593
28.1	517.6	54.17	135	746.7	1.1788	0.82	0.0570	0.0693	0.0798
28.1	456.3	47.76	215	1150.0	1.1788	0.72	0.0871	0.0934	0.1219
28.1	388.3	40.64	255	1400.0	1.1788	0.61	0.1067	0.0973	0.1493
28.1	332.9	34.84	295	1669.3	1.1788	0.53	0.1281	0.1001	0.1792
27.9	255.3	26.72	335	1800.0	1.1795	0.40	0.1365	0.0818	0.1909
27.9	177.3	18.55	375	1850.0	1.1795	0.28	0.1375	0.0572	0.1922
27.9	128.5	13.45	415	1850.0	1.1795	0.20	0.1337	0.0403	0.1870
27.9	99.3	10.40	455	1906.7	1.1795	0.16	0.1353	0.0315	0.1892

27.9	80.4	8.42	495	2000.0	1.1795	0.13	0.1403	0.0265	0.1961
27.9	60.1	6.29	545	2136.7	1.1795	0.09	0.1483	0.0209	0.2074
28.1	0.0	0.00	695	1490.0	1.1788	0.00	0.0741	0.0000	0.1037

Tabel A13. Data Hasil Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,5$) pada Bilangan *Reynolds* = $1,78 \times 10^5$

T	n_{rata2} (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s_{rata2} (gr)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27.7	655.5	68.61	0	0.0	1.1802	1.10	0.0000	0.0000	0.0000
28.1	648.7	67.89	15	150.0	1.1788	1.09	0.0126	0.0190	0.0175
28.1	615.6	64.43	35	350.0	1.1788	1.03	0.0294	0.0422	0.0409
28.1	573.0	59.97	55	600.0	1.1788	0.96	0.0508	0.0679	0.0708
28.1	516.1	54.02	95	800.0	1.1788	0.86	0.0657	0.0791	0.0915
28.1	480.1	50.25	135	950.0	1.1788	0.80	0.0760	0.0851	0.1058
28.1	454.1	47.53	175	1100.0	1.1788	0.76	0.0862	0.0914	0.1201
27.9	419.7	43.93	195	1250.0	1.1795	0.70	0.0983	0.0962	0.1369
27.9	329.0	34.44	255	1320.0	1.1795	0.55	0.0993	0.0762	0.1382
27.9	263.4	27.57	295	1500.0	1.1795	0.44	0.1123	0.0690	0.1564
27.9	214.7	22.47	335	1700.0	1.1795	0.36	0.1272	0.0637	0.1771
27.9	184.7	19.34	375	1800.0	1.1795	0.31	0.1328	0.0572	0.1849
27.9	154.9	16.22	415	1888.3	1.1795	0.26	0.1373	0.0496	0.1912
27.9	116.3	12.17	455	1926.7	1.1795	0.19	0.1372	0.0372	0.1910
27.9	92.3	9.66	495	1976.7	1.1795	0.15	0.1381	0.0297	0.1923
27.9	42.7	4.47	575	2253.3	1.1795	0.07	0.1564	0.0156	0.2178
27.9	0.0	0.00	655	1500.0	1.1795	0.00	0.0787	0.0000	0.1097

Tabel A14. Data Hasil Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Re = $9,7 \times 10^4$											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	2	1	2	1	2	1	1	2	2	1	1.5
10	3	2	2	3	1	2	2	2	2	1	2
20	2	3	2	2	1	2	2	2	2	3	2.1
30	2.5	1.8	1.8	1.7	2.8	2.8	2.3	3.1	2.2	2.0	2.3
40	1.7	2.3	2.4	1.8	2.3	2.3	2	1.8	1.6	2	2.02
50	1.4	1.6	1.5	1.7	1.3	1.6	1.4	1.7	1.8	1.5	1.55
60	1.4	1.4	1.2	1.4	1.5	2.3	1.1	1.6	1.6	0.7	1.42
70	0.7	1.2	0.9	1.2	0.7	1.1	1.6	0.9	1.1	1.4	1.08
80	0.9	1	0.6	0.7	0.9	0.5	1.1	0.4	0.3	0.4	0.68
90	0.4	0.3	0.6	0.3	0.7	0.6	0.6	0.8	0.6	0.5	0.54
100	0	0.2	0.1	0	0.1	0	0.1	0	0.1	0	0.06
110	0.3	-0.2	-0.1	0.2	0.1	-0.2	0.3	0.1	0.1	-0.2	0.04
120	0	-0.2	-0.1	0.3	-0.2	0	-0.4	-0.2	0.1	-0.3	-0.1
130	0	0.1	-0.6	0	-0.2	-0.1	0	-0.4	-0.2	-0.2	-0.16
140	-0.8	-0.7	-0.6	-0.7	-1.2	-0.6	0.1	-0.5	-0.7	-0.7	-0.64
150	-0.6	-0.7	-0.1	-0.7	-0.6	-0.8	-0.8	-1	-0.9	-1.1	-0.73
160	-1	-0.8	-1.4	-0.6	-1.2	-0.8	-0.9	-0.8	0.1	-0.4	-0.78
170	-0.6	0	0.7	0.1	0.8	0.3	0.1	-0.6	0.7	1.6	0.31
180	0.9	1.1	1.4	1.2	1.3	1.2	1.2	0.7	1.5	1	1.15
Re = $1,45 \times 10^5$											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	3	2	2	4	6	3	5	4	5	3	3.7
10	6	4	5	6	4	7	4	5	7	5	5.3
20	6	8	4	7	5	5	8	5	6	9	6.3
30	5.5	5.7	6.2	6.3	5.3	7.2	5.4	7.7	9.7	6.6	6.56

40	6.5	6.1	5.2	6.2	4.9	7	5.3	6.6	5.7	5.5	5.9
50	3.1	4.6	4.1	2.9	3.8	3.4	3.9	5	7.4	5.7	4.39
60	4.8	2.7	1.8	3.6	3.4	5.1	3	4.8	4.9	5.1	3.92
70	4.1	4.3	4.8	1.6	4.6	3	4.6	4.2	2.5	4.1	3.78
80	2.1	2.5	2.6	3.5	3.4	3	3.6	2.9	1.6	2.8	2.8
90	1.5	1.6	2	2.4	1.8	0.9	2.1	3.2	2	1.6	1.91
100	0.8	0.7	-0.4	1.2	-0.7	1.4	1.1	1.6	1.2	1.3	0.82
110	0	0.6	-1.2	0	0	0.4	0.5	0.8	1.2	1.1	0.34
120	0.1	1	1.1	0.4	-0.4	1.3	-1.2	-0.5	-0.6	-0.2	0.1
130	0.8	-0.2	-0.2	0	0.1	-2.2	-0.9	0.6	-0.4	-0.9	-0.33
140	-0.2	0.5	-1.2	-2	-0.4	0	-0.8	-2.1	0.4	-1.3	-0.71
150	-0.6	-1.6	-1.7	-1.8	-0.6	-1.6	-2.4	-0.4	-1.8	-3.6	-1.61
160	-1.4	-2	-2.1	-1.7	-2.5	0.5	-1.7	0	-0.7	-1.5	-1.31
170	0.7	-0.1	-0.5	0.3	-2.2	2.1	-0.1	0.5	2	0.6	0.33
180	4	4.1	3.3	3	3.5	3.2	3.2	5.2	3.5	3.5	3.65
Re = 1,78 x 10 ⁵											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	3.9	3.5	3.5	4.9	2.6	3.4	2.5	2.6	3.2	2.1	3.22
10	7.6	6.7	7	6.3	7.2	6.5	7.4	7	7.7	6.8	7.02
20	7.2	7.9	8.1	7.6	8.2	7.1	7.4	7.6	7.5	7.7	7.63
30	7.7	7.9	7.2	8.1	8.6	7.5	7.4	8.8	7.6	8	7.88
40	7.2	8	7	6.9	6.5	6.2	8.5	7.7	6.8	7.6	7.24
50	6.8	7.1	7.4	7	7.8	5.9	5.8	5.2	7.5	6.5	6.7
60	5	5.6	4.1	6.3	5.4	5.8	5	8.2	7	5.9	5.83
70	4.4	6.2	3.7	4.1	5.6	5.2	4.2	4.1	3.6	4.8	4.59
80	3	3.2	3.6	3	4.1	3.9	4.4	3.2	4.8	3.5	3.67
90	2.9	2.6	2.6	2.7	3.1	3.3	2.7	4	3.2	3.5	3.06
100	1.5	1.5	2.6	1.5	1.9	1.9	2.2	2.4	1.9	2.9	2.03
110	1.8	1.1	1.9	2.1	2	1.1	1.3	1.5	1.6	1.4	1.58

120	0.9	0.5	0.5	1.6	1.4	0	1.1	1.5	1.4	0.4	0.93
130	0.9	1	1.2	-1.9	-1.1	0.3	0.6	0.3	-0.1	-1.1	0.01
140	-1	0.6	0.2	-3.2	-0.8	-2.2	-2.3	-0.9	-1.3	-1.3	-1.22
150	-3	-2.2	-1.6	-1.3	-2	-1.3	-2.2	-1.9	-2.7	-2.1	-2.03
160	-1.2	0.7	2.3	-1.6	-2.3	2.7	-2.1	2.3	-1	0	-0.02
170	4.6	3.8	-2	3.3	3.8	0.2	4.2	2.9	2.2	-2	2.1
180	4.1	4.5	5.2	5	2.5	-0.8	4.3	4.7	-1.2	5.1	3.34

Tabel A15. Data Hasil Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu ($y/D = 0,5$)

Re = $9,7 \times 10^4$											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	0.4	0.6	0.6	0.3	0.3	0.2	0.3	0.4	0.6	0.3	0.4
10	1.3	1.1	1	1.2	1.3	1.2	1	1.1	1.4	1.3	1.19
20	1.8	1.6	1.8	1.7	1.6	1.7	1.5	1.6	1.8	1.5	1.66
30	1.9	1.6	2.3	2.6	2.0	2.4	2.2	1.8	2.4	1.5	2.07
40	1.4	2	1.5	1.3	1.5	1.4	2	1.3	1.4	1.3	1.51
50	1	1.2	1.1	1.1	1.2	1.4	1.2	1	1.3	1.1	1.16
60	1.1	0.8	0.9	1	1	0.8	0.8	1.1	0.6	0.9	0.9
70	0.1	0.9	0.1	0.4	0.7	0.8	0.6	0.6	0.9	0.6	0.57
80	0.9	0.9	-0.4	0.9	0.9	0.8	-0.2	-0.2	-0.2	0.7	0.41
90	0.6	0.7	0.7	-0.1	0.6	0.6	0	0.4	0.6	-0.6	0.35
100	0	0	0.5	0.6	0	-0.1	0.4	0.4	0.2	0.5	0.25
110	-0.2	0.5	0.5	0.5	-0.3	0	-0.4	0.3	0.4	0	0.13
120	0.2	0	-0.1	-0.5	-0.2	-0.4	0.3	0	-0.1	-0.3	-0.11
130	-0.8	-0.5	-0.3	-0.5	0	0	-0.3	0	-0.1	-1.3	-0.38
140	-0.3	-0.8	-0.3	-1.2	-0.8	-0.5	-0.3	-0.3	-0.5	-0.3	-0.53
150	-0.3	-0.5	-0.6	-0.6	-0.3	-1.2	-1	-0.6	-0.7	-0.6	-0.64

160	-0.2	-0.4	-0.2	0.1	0.9	0.4	-0.7	-0.5	-0.1	-1	-0.17
170	-0.6	-1.2	0.2	0	0.3	1.1	0.3	0.2	1	0.7	0.2
180	0.3	1.4	0	0.8	1	0.4	-1.2	-0.1	0.6	1	0.42
Re = 1,45 x 10⁵											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	2.4	1	0.4	2.1	-0.2	-0.9	2.2	1.4	-1.3	1.6	0.87
10	3.3	3.1	3.9	4.5	4.4	4.2	5.3	5.2	4.1	3.2	4.12
20	5.3	5.5	5.1	5.5	5.3	6	5.8	4.7	5	5.3	5.35
30	6	6.20	5.5	6	6.8	7.1	5.4	7	6.6	6.1	6.27
40	5	4.5	5.1	5.7	5	5.5	5.3	5.4	4.7	4.9	5.11
50	5.2	4	3.9	4.2	4.3	4.1	3.7	4	3.5	4.5	4.14
60	3.1	3.2	3.4	3.1	2.9	2.6	3	3.2	3.4	3.3	3.12
70	2.8	2.6	2.3	2.2	2.5	2.8	2.1	2.4	2.8	2.2	2.47
80	2.2	1.7	2.3	2.1	2.3	2.2	2.4	2.2	2.2	1.5	2.11
90	1.6	1.4	1.5	1.7	1.9	1.8	1.5	2	1.6	1	1.6
100	1.5	1.3	-0.5	1.4	-0.3	1.3	0	1.6	1.5	1.8	0.96
110	0.5	0.9	-0.1	0.7	-0.9	-1.1	0.9	-0.4	-1.6	0.6	-0.05
120	-0.7	0.2	-0.7	-1.1	0	-0.9	-0.3	-0.2	-0.8	-0.4	-0.49
130	-1	-0.7	-1.3	-0.7	-1	-0.9	-1.7	-1	-0.9	-1.1	-1.03
140	-3	-1.4	-1.9	-1.1	-1.5	-1.6	-2.3	-1.9	-1.4	-2.8	-1.89
150	-2.4	-2.9	-2	-3.8	-2.4	-1.9	-2.3	-2.1	-2.7	-2.4	-2.49
160	-0.6	-1.7	0.2	-1.1	-2.2	-1.4	1	-2	-2.2	-0.8	-1.08
170	-0.6	-0.4	-1.4	2	0.7	-0.2	-0.3	0.6	2.2	0.8	0.34
180	2.3	2.5	1.4	-0.3	-0.4	-0.4	2.2	-1.4	-0.1	2.7	0.85
Re = 1,78 x 10⁵											
θ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Avg
0	1.5	1.4	-1	4.3	4.4	-0.5	-2.3	-1.2	3.1	3.5	1.32
10	6.5	5.3	6.4	5.5	3.6	5.5	6	3.8	6.3	5.3	5.42
20	8.4	5.8	9.1	7.1	7.8	7.7	7.1	7.5	6.6	6.8	7.39

30	8	7.3	8.1	8.7	7.4	8.1	8.1	8.6	8.2	9	8.15
40	6.8	6.7	7.8	7.6	7.2	6.5	6.8	7.5	6.9	5.9	6.97
50	5.1	5.5	5.7	5.3	5.6	5.4	5.9	5.6	5.4	5.2	5.47
60	4.5	4.6	4.8	5.1	5.1	4.8	5	4.6	5.1	5.1	4.87
70	4.2	4.2	4.1	4.1	3.5	4.2	3.5	4.3	4.1	4.2	4.04
80	3.6	2.9	2.7	2.5	3.3	3.6	3.1	3.4	3.3	3.1	3.15
90	2.9	2.6	2.2	2.4	2.2	2.5	2	2.5	2.6	2.7	2.46
100	1.6	1.7	1.6	0	2.9	2.3	2.5	-0.5	2.3	1.6	1.6
110	1.3	0.8	-0.9	0.6	1.4	-0.4	0.7	-0.1	1.2	-0.4	0.42
120	-1	0.6	-0.7	-0.6	-1.5	-1.3	0.7	-0.1	-0.4	0.8	-0.35
130	-2.6	-1	-0.9	-1	-1.7	-0.8	-0.5	-1.8	-0.2	-1	-1.15
140	-4	-1.4	-3.6	-1	-2.4	-2.5	-3	-1.2	-3	-0.3	-2.24
150	-3.2	-2.4	-3.8	-2.4	-2.4	-2.2	-3.4	-4	-2.6	-3	-2.94
160	-0.7	-2.8	0.1	0	0.2	-0.5	-3	-1.3	-0.6	-0.5	-0.91
170	2.2	-0.7	2.8	-0.4	-1.2	0	1.8	3.4	-0.2	-0.4	0.73
180	2.6	3	2.4	-0.6	2.9	-0.3	-0.5	-0.1	2.7	0	1.21

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Jakarta pada 26 Mei 1997. Merupakan anak pertama dari 4 bersaudara. Penulis berasal dari Komp. Depsos blok D8/10 RT 014 RW 10 Kec. Cikarang Barat, Jawa Barat. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Pelita Jakarta, SMP Pelita Jakarta, dan SMA Pelita Jakarta. Pada tahun 2014, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) melalui jalur SBMPTN Tulis (Seleksi Bersama

Masuk Perguruan Tinggi Negeri) pada pilihan pertama. Penulis terdaftar dengan Nomor Pokok Mahasiswa/NRP 2114 100 151.

Selama masa perkuliahan, penulis tercatat mengambil bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan Tugas Akhir. Di jurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam bidang kemahasiswaan yaitu sebagai pengurus TPKB ITS. Pada periode 2014/2015 menjabat sebagai Koordinator Kewirausahaan, periode 2015/2016 menjabat sebagai Koordinator Kewirausahaan, dan pernah beberapa kali menjadi panitia maupun koordinator panitia di beberapa *event* yang diadakan. Selain itu, penulis juga aktif di beberapa kegiatan di luar ITS. Selama masa perkuliahan penulis berkesempatan melakukan kerja praktik di PT. Dirgantara Indonesia. Penulis dapat dihubungi via email dengan alamat meikaandiani@gmail.com